

Die SCHERDEL

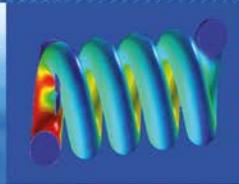
Federfibel

Berechnungsgrundlagen und Anwendungen



$$F = R \cdot s = \frac{G}{2} \cdot \frac{d^4}{(D_1^4 + D_2^4) \cdot (D_1 + D_2) \cdot n} \cdot s$$

$$s_1 = L_n \cdot \frac{0,5}{1 - \frac{G}{E}} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \left(\frac{\pi \cdot D}{v \cdot L_n} \right)^2} \right]$$



Federfibel

Berechnungsgrundlagen und Anwendungen

Walter Bach (Herausgeber)

7. völlig überarbeitete Auflage
© Copyright 2010 SCHERDEL GmbH
Geschäftsführer: Walter Bach
Postfach 440 • D-95604 Marktredwitz
www.scherdel.de • eMail: info@scherdel.de
www.federfibel.de

Grafikdesign: Delmar Bumanglag
Titelgrafik: SPECTRUM Medienagentur GmbH
Druck: Beer Druck GmbH
ISBN 978-3-00-0267736-9

Alle Rechte, insbesondere das Recht der Vervielfältigung und
Verbreitung vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form
(durch Fotokopie, Mikrofilm oder ein anderes Verfahren) ohne schriftliche
Genehmigung der Firma SCHERDEL GmbH reproduziert oder unter
Verwendung elektronischer Systeme gespeichert,
verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

Widmung

Die Idee, in einer Publikation Wissenswertes über Konstruktion und Herstellung von technischen Federn zu veröffentlichen, kam von Rudi Scherdel. Er beauftragte Oberingenieur Anton Kreuzer, den damaligen technischen Leiter und Mitglied der Geschäftsleitung der Sigmund SCHERDEL KG, mit der Realisierung des Projektes.



Rudi Scherdel

1953 erschien die erste Broschüre und wurde von Kunden und Federentwicklern begeistert aufgenommen. Diese erste Federfibel bildete damit den Grundstock für nunmehr sieben Auflagen.



Anton Kreuzer



Vorwort

Seit dem Erscheinen der sechsten Auflage der SCHERDEL-Federfibel im Jahre 1993 hat sich die Federtechnik ständig weiterentwickelt, entstanden neue Werkstoffe bzw. Arbeitsverfahren und wurden neue Federformen und -anwendungen geschaffen. Die SCHERDEL Gruppe ist mit ihrer fast 120-jährigen Geschichte an diesen Entwicklungen maßgebend beteiligt.



Walter Bach

Obengenannte Entwicklungen erforderten auch den gezielten Einsatz moderner Konstruktions- und Berechnungsverfahren, wie z. B. der Finite-Elemente-Methode oder von 3D-CAD-Systemen. Diese Entwicklung macht auch vor der SCHERDEL-Federfibel nicht halt, so dass die Neuauflage auch als CD erscheint.

Es würde uns freuen, wenn diese Neuauflage der Federfibel dazu beitragen könnte, dem Anwender von Federn, insbesondere dem Konstrukteur, die Arbeit zu erleichtern. Für Fragen, auf die die Federfibel keine Antwort gibt und für Ihre aktuellen, individuellen Konstruktionsprobleme stehen Ihnen unsere Fachleute jederzeit gerne mit Rat und Tat zur Verfügung.

Darüber hinaus informieren wir Sie über aktuelle Entwicklungen mit unserer Zeitschrift „SCHERDELaktuell“, und im Internet unter www.scherdel.de und www.federfibel.de.

Wir wünschen Ihnen viel Erfolg und Freude bei der Arbeit.

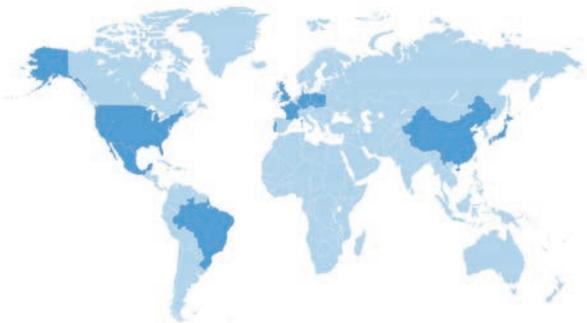


Walter Bach
Geschäftsführender Gesellschafter
der Firmengruppe SCHERDEL

SCHERDEL weltweit

Mit 26 Standorten in 11 Ländern immer in Ihrer Nähe!

Deutschland Marktredwitz Berlin Friedau Röslau
Waldershof Erlangen Seifhennersdorf Marienberg
Leutendorf Meeder Dörfles-Esbach Chemnitz Treuen
Frankreich L'Arbresle Beauvais **Großbritannien** Inkberrow
Worcester **Portugal** S. João da Madeira **Slowakei** Myjava
Tschechien Bor u Tachova **Brasilien** Sorocaba **Mexiko** Leon
USA Muskegon **China** Anqing Shanghai **Japan** Nagoya



- 1 Hamuel-Reichenbacher GmbH, Dörfles-Esbach
- 2 SFS Spezialfedern GmbH, Seifhennersdorf
- 3 Scherdel Marienberg GmbH, Marienberg
- 4 Scherdel GmbH, Marktredwitz



SCHERDEL

Produkte und Dienstleistungen

- 1 Drehfeder für Nebenaggregatetrieb
- 2 Druckfeder für medizinische Einmalspritzen
- 3 Zugfedern für diverse Anwendungen
- 4 EMV-Abschirmblech für Stabzündspulen
- 5 verschiedene Ventildfedern für Verbrennungsmotoren
- 6 Schlauchfedern für Ölabbstreifringe
- 7 Federstützbleche für Automatikgetriebe
- 8 diverse Wellenfedern
- 9 verschiedene Stanz- und Biegeteile für Fahrzeugbremsen
- 10 verschiedene Tellerfedern
- 11 Federstützen für Karosserieöffnungssysteme
- 12 Federunterlagen für Fahrzeugsitzunterfederungen
- 13 Metallstrukturen für Pkw-Mittelarmlehnen
- 14 mit Delta Magni oberflächenbeschichtete Stanz-/Biegeteile
- 15 Feinschneidteil
- 16 Oberflächenbeschichtung von Fahrzeugsitzrahmen
- 17 Labordienstleistungen, F & E
- 18 Metallstruktur für Fahrzeugsitze



- 19 diverse Draht- und Band-Stanz-/Biegeteile
- 20 Rückstellfedern für vollvariablen Ventiltrieb
- 21 Druckfedern für Zweimassenschwungrad
- 22 Vollformfedern für Ölabbstreifringe
- 23 diverse Stanz-/Biegeteile
- 24 diverse Stanz-/Biegeteile
- 25 diverse Drahtbiegeteile
- 26 Auslöseeinheit für Fußgängerschutz

- 27 Hülsenfeder für Piezo-Einspritzanlage
- 28 Zugfederbaugruppen für Karosserieöffnungs-systeme
- 29 Federbandschellen
- 30 Spiralfeder
- 31 Feinstanzteil
- 32 Sondermaschinenbau
- 33 Fräsmaschinen für Metallbearbeitung
- 34 diverse Baugruppen Karosserieöffnungs-systeme

- 35 Prüfung komplizierter Bauteile mit Hilfe von 3D-Messmaschinen
- 36 Fräs- und Bearbeitungszentren



SCHERDEL

Entwicklungspartner der Industrie

Für die Entwicklung von technischen Bauteilen steht Ihnen SCHERDEL mit umfangreichen Service- und Beratungsleistungen zur Seite, um einen optimierten Produktionsprozess zu ermöglichen. Hierzu zählen z. B. die Auswahl von geeigneten Materialien, die Festlegung der Oberflächenbeschichtungen und

das Angebot von umfangreichen Labordienstleistungen. Numerische Simulation und FEM-Analysen – Kernkompetenzen von SCHERDEL – spielen bei der Produktentwicklung ebenfalls eine bedeutende Rolle. Ein hauseigener Musterbau realisiert kurzfristig benötigte Prototypen. Darüber hinaus können alle

Fertigungs-, Montage-, Prüf- und Logistikprozesse parallel zum Produkt entwickelt werden. Das umfassende Qualitätsmanagement garantiert höchste Funktionstüchtigkeit und Lebensdauer aller entwickelten Produkte.

Die Geschäftsbereiche der Firmengruppe SCHERDEL

Forschung und Entwicklung



Werkstoff- und Bauteiluntersuchungen
Entwurf und Projektierung von Bauteilen, Maschinen und Anlagen
Systementwicklungen
Software-Entwicklung
Informationsvermittlung
Untersuchung von Schadensfällen
Fachliche Betreuung von Studien- und Diplomarbeiten

Technische Federn



Entwicklung und Produktion von:

- Ventilfedern
- Druckfedern
- Zugfedern
- Tellerfedern
- Hülsenfedern
- Dreh- und Schenkelfedern
- Roll-, Trieb- und Spiralfedern
- Federelementen für Ölabstreifringe

Komponenten für Fahrzeugausstattung



Formwire-Federn
Fahrzeugsitzrahmen:

- genietet,
- gestaucht,
- geklammert,
- geschweißt (Buckel-, Punkt-, Press-, MIG-MAG-Schweißen)

Stanz- und Biegetechnik



Stanz-Biegeteile:

- Materialdicke 0,1 - 3 mm
- Drahtbiegeteile: Drahtdurchmesser 0,1 - 4 mm

Maschinen- und Anlagenbau



Entwicklung/
Konstruktion/
Produktion von:

Hochgeschwindigkeits- und
Portalfräsmaschinen
Einachsen- und Koordinaten-
tischen
Linearrobotern
Handlingsportalen
Komponenten für Werkzeug-
maschinen
Sondermaschinen für die
Federnproduktion

Automatisierungs- und Steuerungstechnik



Zuführeinrichtungen
Montagevorrichtungen
Ein- und Mehrachsenbewe-
gungssysteme von ZARIAN
Steuerungssysteme für Sonder-
maschinen
KANYA-Aluminium-Konstruk-
tionsprofil-Baukästen

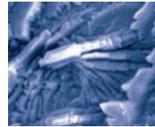
Werkzeuge und Vorrichtungen



Entwicklung/
Konstruktion/
Produktion von:

Stanzwerkzeugen
Biegewerkzeugen
Prägewerkzeugen
Folgeverbundwerkzeugen
Transferwerkzeugen
Lehren, Spannvorrichtungen
Peripherieeinrichtungen für
Handhabungsautomaten und
Sondermaschinen

Oberflächen- technik



Reinigen
Phosphatieren
Pulverbeschichtung
KTL-Beschichtung
Delta MKS-Produkte

Verbindungstechnik



Entwicklung/
Konstruktion/
Produktion von:

Standardfederbandschellen
Raumsparfederbandschellen
vorgespannten Federband-
schellen
doppelten Federbandschellen

Montagetechnik



Entwicklung/
Konstruktion/
Produktion von:

Federstützblechen für Auto-
matikgetriebe
Federstützen für Automobil-
Heckklappen
Rückstellfedern für variable
Ventiltriebe in Motoren
vormontierten Rolladen-
systemen mit integrierten
Drehfedern für die Möbel-
industrie

 **SCHERDEL**
Fortschritt aus Tradition

Inhaltsverzeichnis

1	Firmengeschichte	1
2	Technische Federn	11
2.1	Formelzeichen	12
2.2	Begriffe	13
2.3	Einteilung der Federn	14
2.4	Theoretische Grundlagen	15
2.5	Federarbeit und Nutzwerte	15
2.6	Dämpfung	16
2.7	Kriechen und Relaxation	17
2.8	Parallel- und Reihenschaltung	18
2.9	Dimensionierung	20
2.10	Zulässige Spannung	21
2.11	Statische Belastung	22
2.12	Dynamische Belastung	23
3	Druckfedern	25
3.1	Formelzeichen	26
3.2	Begriffe	27
3.3	Statische Belastung	30
3.4	Dynamische Belastung	35
3.5	Werkstoffauswahl	36
3.6	Herstellung	36
3.7	Prüfungen	36
3.8	Anwendungen	37
3.9	Berechnungsbeispiel	41
4	Zugfedern	45
4.1	Formelzeichen	46
4.2	Begriffe	47
4.3	Statische Belastung	48
4.4	Dynamische Belastung	51
4.5	Werkstoffauswahl	52
4.6	Herstellung	53
4.7	Prüfungen	55
4.8	Anwendungen	56
4.9	Berechnungsbeispiel	60

5	Drehstabfedern	63
5.1	Formelzeichen	64
5.2	Begriffe	66
5.3	Statische Belastung	67
5.4	Dynamische Belastung	69
5.5	Werkstoffauswahl	69
5.6	Herstellung	70
5.7	Prüfungen	70
5.8	Anwendungen	70
5.9	Berechnungsbeispiel	71
6	Drehfedern	73
6.1	Formelzeichen	74
6.2	Begriffe	76
6.3	Statische Belastung	77
6.4	Dynamische Belastung	80
6.5	Werkstoffauswahl	81
6.6	Herstellung	81
6.7	Prüfungen	82
6.8	Anwendungen	83
6.9	Berechnungsbeispiel	86
7	Spiralfedern	89
7.1	Formelzeichen	90
7.2	Begriffe	91
7.3	Statische Belastung	94
7.4	Dynamische Belastung	98
7.5	Werkstoffauswahl	99
7.6	Herstellung	100
7.7	Prüfungen	101
7.8	Anwendungen	101
7.9	Berechnungsbeispiel	107
8	Tellerfedern	109
8.1	Formelzeichen	110
8.2	Begriffe	111
8.3	Statische Belastung	113
8.4	Dynamische Belastung	120
8.5	Werkstoffauswahl	123
8.6	Herstellung	124
8.7	Prüfungen	124
8.8	Anwendungen	125
8.9	Berechnungsbeispiel	126

9	Formfedern	129
9.1	Formelzeichen	130
9.2	Begriffe	130
9.3	Statische Belastung	130
9.4	Dynamische Belastung	132
9.5	Werkstoffauswahl	132
9.6	Herstellung	133
9.7	Prüfungen	133
9.8	Anwendungen	134
10	Werkstoffe	137
10.1	Grundlagen	138
10.2	Federdrähte	141
10.3	Federbänder	144
11	Federherstellung	147
11.1	Formelzeichen	148
11.2	Herstellung von Formfedern aus Draht und Band	148
11.3	Herstellung von Schraubenfedern	151
11.4	Anlassen	154
11.5	Schleifen und Entgraten	158
11.6	Kugelstrahlen	160
11.7	Vorsetzen	167
11.8	Oberflächenbehandlung	169
12	Qualitäts- und Umweltmanagement	173
13	Fachbegriffe	179
14	Literatur- und Normenverzeichnis	189

Kapitel 1 **Firmengeschichte**

Firmengeschichte

Kommerzienrat Sigmund Scherdel

1889

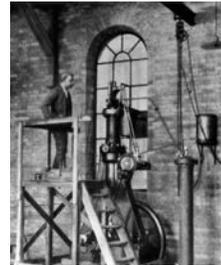
Kommerzienrat Sigmund Scherdel gründet in Marktredwitz eine Drahtzieherei für die Klaviersaitenherstellung. Schon bald schließt sich die Weiterverarbeitung der Federstahldrähte zu Speichen, biegsamen Wellen, Zug-, Druck- und Drehfedern an.



Rudolf Diesel

1893

Rudolf Diesel experimentiert am ersten Dieselmotor der Welt bereits mit Federn von SCHERDEL.



1902 - 1914

SCHERDEL-Federn werden erfolgreich bei den ersten Straßen-Rennwagen eingesetzt.

1915

Anlauf der ersten automatisch arbeitenden Fertigungsanlagen. Der monatliche Ausstoß eines Serien-Federteils überschreitet erstmals 500.000 Stück.

1920

SCHERDEL hat sich zu einem der bedeutendsten Federlieferanten der Industrie entwickelt.

1928

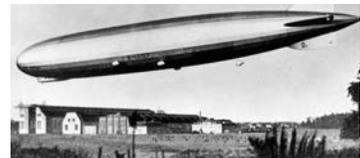
Erste erfolgreiche Ost-West-Atlantiküberquerung mit einer Junkers-Maschine. Der Motor ist mit SCHERDEL-Ventilfedern bestückt. Die Maybach-Motoren der Graf-Zeppelin-Luftschiffe wurden mit Federn von SCHERDEL ausgerüstet.

v. l. n. r.

*Ost-West-Atlantiküberquerung
mit einer Junkers-Maschine*



Luftschiff „Graf Zeppelin“



1934

Max und Rudi Scherdel, die Söhne des Gründers, übernehmen die Leitung des Unternehmens.

*v. l. n. r.**Rudi Scherdel**Max Scherdel***1936**

Erstmalige Anwendung eines bis dahin in Europa nicht angewandten Verfahrens, des Kugelstrahlens, zur Oberflächenverfestigung von Federteilen. Die Dauerfestigkeit konnte dadurch wesentlich erhöht werden. Gründung des Werkes Erlangen. Hier wurden Federn für Flugmotoren gefertigt.

1940

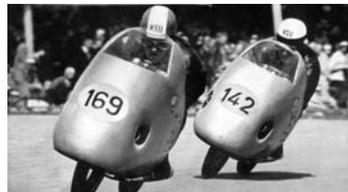
Der technologische Vorsprung sicherte SCHERDEL bei wichtigen Federn für die Flugzeug- und Fahrzeugindustrie einen Marktanteil von bis zu 80 %.

1943

Die Nachfrage zwang zur Rationalisierung. Das erste Fließband zur Druckfedernherstellung lief an.

1951

Daimler-Benz-Silberpfeile, NSU-Blauwale, BMW-Motorräder und Porsche-Rennwagen erzielten die ersten Nachkriegserfolge mit Ventildfedern von SCHERDEL.

**1956**

Das Unternehmen stellte erneut seinen technischen Vorsprung unter Beweis. Das selbst entwickelte SCHERDEL-Ultra-Verfahren löste Relaxionsprobleme bei Ventild- und Kupplungsfedern sensationell: Die bis dahin für diesen Zweck eingesetzten legierten Federstähle konnten bei der SCHERDEL-Ultra-Feder durch preisgünstige, unlegierte Werkstoffe ersetzt werden.

1957

Die englische Firma Vanderwell konnte ihre Vanwell-Rennwagen, die später noch sehr bekannt werden sollten, erst an Rennen beteiligen, nachdem durch konstruktive Beratung vorher aufgetretene Ventildfederbrüche abgestellt werden konnten. Stirling Moss siegte auf Vanwell im Großen Preis von Europa. Qualitätserzeugnisse aus Marktrechwitz fanden internationale Anerkennung.

Walter Bach

1961

Walter Bach, ein Enkel des Firmengründers, übernahm die Unternehmensleitung. Im neu errichteten Werk Marktrechwitz-Leutendorf lief die Ventildfederherstellung erstmals auf automatischen Fertigungsstraßen an. Modernste Kontrollmethoden sichern bis heute den hohen Qualitätsstandard auch in Großserie gefertigter Federn.



Dieter Quester

1968

Nicht nur auf der Straße, sondern auch zu Wasser bewähren sich SCHERDEL-Ventilfedern. Dieter Quester stellte auf dem Iseo-See in Oberitalien drei Weltrekorde für europäische Sportboote auf.



1972

Firma Christian Eberl KG Röslau wird in die Firmengruppe SCHERDEL aufgenommen. Damit erweitert sich die Fertigungskapazität von technischen Federn für die Elektroindustrie wesentlich.

1973

BMW siegte mit seinem Tourenwagen (Ventilfedern von SCHERDEL) in Le Mans und im Großen Preis der Tourenwagen am Nürburgring.

1976

Firma Flauger und Flämig, Berlin wird in die SCHERDEL Gruppe aufgenommen.

1978

Die zunehmende Bedeutung des eigenen Werkzeug- und Maschinenbaus rechtfertigte seine Verselbstständigung. Der Werkzeugbau firmiert unter Comet GmbH mit Sitz in Berlin, der Maschinenbau unter

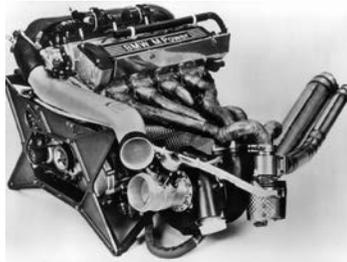
AFEMA GmbH mit Sitz in Marktredwitz. Im Werk Marktredwitz-Friedau wird die Herstellung von Sonderfedern aufgenommen.

1981

Das Fertigungsspektrum, die Fertigungskapazität und das traditionell hochentwickelte technologische Know-how machen die Firmengruppe SCHERDEL zum qualifizierten Universalpartner für technische Federn von internationalem Ruf.

1983

Nelson Piquet gewann mit einem Brabham-BMW die Formel-1-Weltmeisterschaft. Die Ventilefedern für das M-Power-Triebwerk stammten von SCHERDEL.



M-Power-Triebwerk von BMW

1984

Die DATEC SCHERDEL-Verwaltungs-GmbH wurde gegründet. Sie übernahm alle Aktivitäten, die im Zusammenhang mit der elektronischen Datenverarbeitung stehen. So wurden z. B. die Software-Entwicklung, der Federberechnungsservice und alle statistischen Aufgaben der Qualitätssicherung von der DATEC ausgeführt.

1985

EDV-Systeme übernehmen in zunehmendem Maße Fertigungssteuerung, Qualitätssicherung und Dokumentation. Dadurch werden neue Maßstäbe für konstante Qualität gesetzt.

1986

Die SCHERDEL Gruppe erweiterte sich auf internationaler Ebene. Sie übernahm maßgebliche Beteiligungen an dem französischen Federnerhersteller Herckelbout-Dawson S.A., Courbevoie und dessen Tochterfirma Rhône-Ressorts S.A., L'Arbresle und Spires 2000 S.A.R.L., Courbevoie, sowie an der spanischen Federnfabrik Herckelbout-Dawson Iberica S.A., Hedisa, Tarragona. Außerdem Beteiligung an HAMÜL Werkzeugfabrik Th. Kirschbaum GmbH & Co. KG, Marktredwitz.

1988

Erweiterung der Firmengruppe durch Übernahme des Werkzeugherstellers MECO Maschinen-Elektro-Companie GmbH, Waldershof.

SCHERDEL-Werk in Waldershof

1989

Ein neues Werk in Waldershof. Mit modernsten Maschinen ausgerüstet, nimmt hier der Bereich Stanz- und Biegetechnik seine Produktion auf. Das Gebäude mit einer Nutzfläche von 4500 Quadratmetern ist ein gelungenes Beispiel zeitgemäßer Industriearchitektur.



Einsatz des SCHERDEL SOF-Verfahrens bei Ventildedern für Serienfahrzeuge. Für Maßnahmen der internationalen Koordination wird die C.E.P. Technische Federn Sigmund SCHERDEL GmbH mit der Tochterfirma SCHERDEL C.E.P.-France S.A.R.L. gegründet.

1990

Das Mitteldeutsche Federnzentrum GmbH wird in Partnerschaft zwischen der Firmengruppe SCHERDEL und den Federnwerken Marienberg (Sachsen) gegründet.

Federnwerk Marienberg

1991

Die Federnwerke Marienberg GmbH werden von der SCHERDEL Gruppe übernommen. Damit konnte eine Erweiterung auf große Federn, Stanzteile und Sitzkomponenten erfolgen.



Übernahme der Firma Moltec, des größten Federnherstellers Portugals. Die Organisation der Firmengruppe als Zusammenschluss selbstständiger Gesellschaften war abgeschlossen. Die Aktivitäten reichen von Forschung und Entwicklung über Vermarktung bis zu Produktionsgesellschaften.

Werk Herckelbout-Dawson

1992

Neubau des Werkes von Herckelbout-Dawson in Beauvais.



1994

Anlauf moderner Anlagen der Oberflächentechnik an dem Standort Marktredwitz (ehemals HAMÜL Maschinenbau) unter Berücksichtigung modernster Umwelttechnologien.



Oberflächentechnik Marktredwitz

1995

Fertigungsanlauf an neuen Standorten in der Slowakei und in Tschechien zur Erschließung osteuropäischer Märkte für technische Federn und Sitzfederungen für Fahrzeuge.

1996

Joint venture in China für die Fertigung von Ventildedern. Neubau eines Werkes in Bor, Tschechien.

1999

Entwicklung von Federelementen für den vollvariablen Ventiltrieb in BMW-Motoren.



Federelemente

Serienstart von Druckfeder-Gasdämpfer-Systemen für innovative Heckklappenmechanismen und selbstständig öffnende Heckklappen mit Temperaturkompensation.



Druckfeder-Gasdämpfer-System

Produktionsstart von Kunststoff-Metall-Strukturelementen für den Fahrzeug-Innenraum.

Inbetriebnahme des SCHERDEL-Werkes in Muskegon (Michigan), USA.



SCHERDEL-Werk in Muskegon

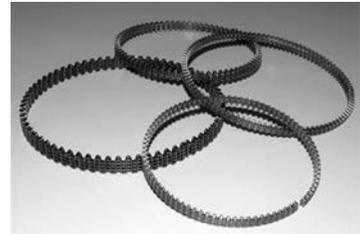
SCHERDEL-Werk in Sorocaba

2000
Aufnahme der Produktion in Sorocaba, Brasilien.



Miniflex-Federelemente für Ölabbstreifringe

Aufnahme der Serienfertigung von Miniflex-Federelementen für Ölabbstreifringe.



2001
Ausbau der Druckfedernfertigung im neuen Werk in Röslau.

SCHERDEL-Werk in Myjava

2002
Fertigstellung des Werkes der C.E.P. SCHERDEL Pružiny s.r.o. in Myjava, Slowakei.



2002
Hallenneubau für die Montagetechnik in Friedau.
Hallenneubau für die Stanz- und Biegetechnik in Waldershof.

v. l. n. r.

SCHERDEL-Werk in Friedau



SCHERDEL-Werk in Waldershof



Serienfertigung des ersten Easy-entry-Sitzes im Federnwerk Marienberg.



Easy-entry-Sitz

Audi feiert einen Dreifachsieg beim 24-Stunden-Rennen von Le Mans. Die Ventildfedern waren von SCHERDEL.



Audi-Siegerauto beim 24-Stunden-Rennen von Le Mans

2003

Joint-Venture mit der japanischen TOGO-Seisakusyo-Gruppe. Gründung der SCHERDEL-TOGO Corporation sowie der TOGO-SCHERDEL GmbH. Fertigung von Federelementen für Kolbenringe in Japan.



Joint-Venture-Vertragsratifizierung

2004

Neuer Fertigungsstandort in Mexiko.

Fertigstellung des neuen Werkes in Seifhennersdorf.



SCHERDEL-Werk in Seifhennersdorf

Übernahme der Reichenbacher GmbH. Unter der neuen Firmierung REICHENBACHER HAMUEL ergänzt das Unternehmen aus Dörfles-Esbach die Sparte Maschinen- und Werkzeugbau.

Aufnahme der Serienfertigung von dynamisch belasteten Spiralfedern für Nockenwellenversteller im Werk Seifhennersdorf.



Spiralfedern

SCHERDEL-Werk in Treuen

2005

Übernahme der Lambda Automotive Treuen AG. Unter der neuen Firmierung SCHERDEL SCHWEIß- UND UMFORM-TECHNIK GmbH werden in diesem Unternehmen Schweiß- und Drahtbiegeteile hergestellt.



2006

Übernahme der GL-Spezial-Platinen GmbH Chemnitz. Damit wird die Fertigungskompetenz der SCHERDEL Gruppe auf Feinschneidteile ausgeweitet.

Neues Joint-Venture in China: Gründung der Anqing SCHERDEL Automotive Parts Co., LTD.

SCHERDEL-Werk in Anqing

2007

Neubau eines Werkes in Anqing für die Anqing SCHERDEL Automotive Parts Co., LTD.



Audi gewinnt erstmals mit einem Dieselmotor das Le Mans-Rennen – mit dabei: SCHERDEL-Ventilfedern

Mit Ventilfedern von SCHERDEL feiert Audi, erstmals mit einem Dieselmotor, erneut den Sieg beim 24-Stunden-Rennen von Le Mans und knüpft damit an die Rennerfolge von 2005 und 2006 an.



SCHERDEL-Forschungs- und Entwicklungszentrum in Poppenreuth

2008

Das Walter Bach Forschungs- und Entwicklungszentrum, in dem auch die Numerische Simulation und der Prototypenbau angesiedelt sind, wird in Poppenreuth eingeweiht.



Kapitel 2 **Technische Federn**

2.1 Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
E	MPa	Elastizitätsmodul
L_0	mm	Nennlänge der unbelasteten Feder
L_1	mm	Nennlänge, zugeordnet der Federkraft F_1
ΔL	mm	Änderung der Nennlänge der unbelasteten Feder
N_A		Anrisslastspielzahl bei definierter Anrisslänge
N_B		Bruchlastspielzahl
R	N/mm	Federrate
R_1	N/mm	Federrate 1
R_2	N/mm	Federrate 2
R_c	MPa	Technische Streckgrenze bei Stahl mit ausgeprägter Fließgrenze
R_{ges}	N/mm	Federrate des Federpaketes
R_{MR}	Nmm/°	Federmomentrate
R_m	MPa	Mindestwert der Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	MPa	Technische Streckgrenze bei Stahl ohne ausgeprägte Fließgrenze
$R_{p0,01}$	MPa	Technische Elastizitätsgrenze
s_1	mm	Federweg zugeordnet der Federkraft F_1
s_2	mm	Federweg zugeordnet der Federkraft F_2
s_{ges}	mm	Gesamtfederweg
t_x	h	Zeit der konstanten Belastung
V	mm ³	Bauraum der Feder
W	J	Federarbeit
W_D	J	in Wärme umgewandelte Federenergie
W_R	J	rückgewonnene elastische Federenergie
$W_{Zugstab}$	J	Federarbeit eines Zugstabes
ε		Dehnung
η_A	J/mm ³	Artnutzwert
η_V	J/mm ³	Volumennutzwert
σ	MPa	Normalspannung
σ_a	MPa	Spannungsamplitude
σ_D	MPa	Spannungsausschlag der Dauerfestigkeit
σ_m	MPa	Mittelspannung
$\tau_{kH(...)}$	MPa	korrigierte Hubspannung, Zeit- oder Dauerfestigkeitswert mit Angabe der Bruch- bzw. Grenzlastspielzahl
τ_{kO}	MPa	korrigierte Oberspannung im Dauerfestigkeitsschaubild
τ_{kU}	MPa	korrigierte Unterspannung im Dauerfestigkeitsschaubild

2.2 Begriffe

Federn nutzen die Eigenschaft der Werkstoffe, sich unter Krafteinwirkung in bestimmten Grenzen elastisch zu verformen. Sie dienen dazu, die ihnen zugeführte Energie in Federarbeit umzuwandeln und zu einem späteren Zeitpunkt wieder abzugeben (Federkraftspeicher). Ein Teil der zugeführten Energie wird in Folge von innerer und äußerer Reibung irreversibel in Wärmeenergie umgewandelt.

Im Folgenden finden Sie einige Beispiele für die vielfältige Anwendung von Federn.



Bild 2.1 (rechts oben)
Zugfedern in einer Radbremse

Bild 2.2 (links)
Drehfeder für Lenkradverstellung



Bild 2.3 (rechts unten)
Triebfeder für Aufrollvorrichtung



Bild 2.4
Kolbenringfeder im Ölabbstreifring

2.3 Einteilung der Federn

Man kann die Federn nach verschiedenen Kriterien klassifizieren, z. B.:

Werkstoff	Gestalt	Beanspruchung
Metallfedern Nichtmetallfedern Gasfedern (Hydrostatische Federn)	Schraubenfedern - Zylindrisch - Konisch - Tonnenform - Bienenkorb Ringfedern Tellerfedern	Zugbelastung Druckbelastung Biegebeanspruchung Torsionsbeanspruchung

Die Stofffedern nutzen im wesentlichen die hohe elastische Verformbarkeit von Werkstoffen mit einem kleinen Elastizitäts- bzw. Schubmodul und einer großen Bruchdehnung. Bei Formfedern werden die elastischen Eigenschaften durch die räumliche Gestalt des Werkstoffes erreicht. Hierzu zählen alle Federn mit hohem Elastizitäts- bzw. Schubmodul (Metalle). Gasfedern und hydrostatische Federn nutzen das in einem Volumen eingeschlossene gasförmige oder flüssige Medium als Federkörper.

Bild 2.5
Überblick über Federarten

Federwerkstoffbeanspruchung	Elastische Federn					
	Festkörperfedern				Flüssigkeitsfedern	Gasfedern
	Metallfedern			Nichtmetallfedern	nur Druckbeanspruchung des Federwerkstoffes möglich	
Zug, Druck	Zug-, Druckstabfeder		Ringfeder	Gummi-Druckfeder		
Biegung	gerade Biegefedern Blattfeder	gewundene Biegefedern Spiralfeder Drehfeder	scheibenförmige Biegefedern Tellerfeder	Kunststoff-Biegestabfeder	Sonderfederarten Membranfeder Bimetallfeder gelochte Bimetallscheibe	
Torsion	Drehstabfeder	Druckfeder Zylindrische Schrauben Zugfeder		Dreh Schub-Scheibenfeder	Kegelstumpffeder Tonnenfeder	Tailenfeder

2.4 Theoretische Grundlagen

Federn werden hauptsächlich durch ihre Kennlinie beschrieben. Die Kennlinie beschreibt den Zusammenhang zwischen der Belastung (Kraft F oder Moment M), die auf die Feder wirkt, und der dadurch verursachten Verformung (Weg s oder Drehwinkel φ).

Man unterscheidet progressive, lineare und degressive Kennlinien.

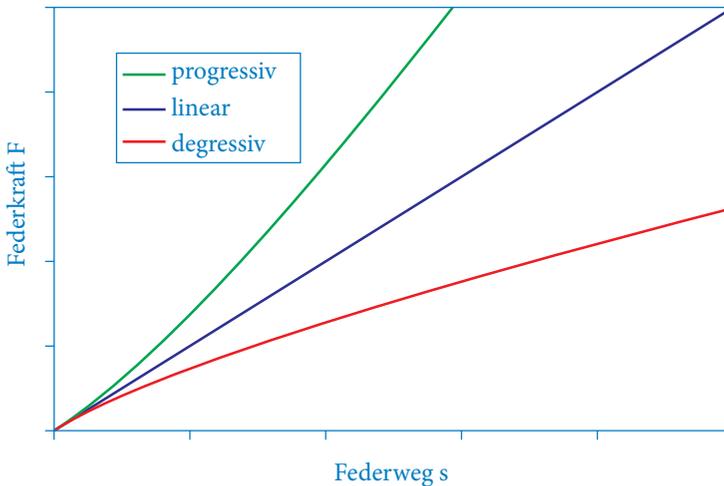


Bild 2.6
Prinzipielle Kennlinienverläufe

Die Steigung der Kennlinie, also die Änderung der Federbelastung bezogen auf die durch sie bewirkte Verformung, wird Federrate R bzw. Federmomentrate R_{MR} genannt.

$$R = \frac{dF}{ds} \quad \text{bzw.} \quad R_{MR} = \frac{dM}{d\varphi} \quad (2.1)$$

2.5 Federarbeit und Nutzwerte

Um eine Feder verformen zu können, muss die Arbeit W verrichtet werden. Diese wird durch die Fläche unterhalb der Kennlinie bestimmt.

$$W = \int F ds \quad \text{bzw.} \quad W = \int M d\varphi \quad (2.2)$$

Um verschiedene Federarten miteinander vergleichen zu können, werden verschiedene Nutzwerte verwendet.

Der Volumennutzwert beschreibt das Verhältnis von Federarbeit W zu Bauraum V .

$$\eta_V = \frac{W}{V} \tag{2.3}$$

Der Artnutzwert beschreibt das Verhältnis der Federarbeit einer Feder im Vergleich zur Federarbeit eines Zugstabes mit gleichem Werkstoffvolumen. Da das Material im Zugstab homogen belastet wird, kann die Arbeit des Zugstabes auch als optimale Federarbeit angesehen werden. Der Artnutzwert beschreibt damit, wie gut eine Federart den gegebenen Werkstoff nutzt.

$$\eta_A = \frac{W}{W_{\text{Zugstab}}} \quad W_{\text{Zugstab}} = \frac{V \cdot R_e^2}{2 E} \tag{2.4}$$

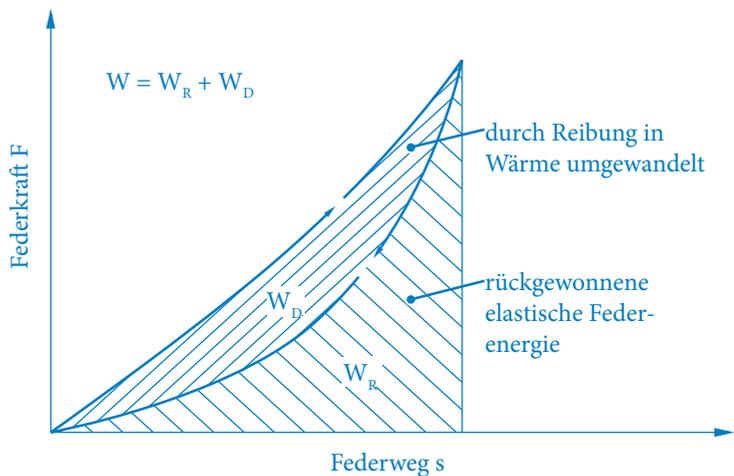
Tabelle 2.1
Artnutzwerte

	Artnutzwert η_A
Drehstab	0,50
Druckfeder	0,33
Zugfeder	0,30
Blattfeder	0,10 bis 0,33
Gas- und Flüssigkeitsfedern	1,00

2.6 Dämpfung

Verläuft die Entlastung einer Feder nicht entlang derselben Kennlinie, auf der die Belastung erfolgt ist, dann wird ein Teil der zugeführten Energie in Wärme umgewandelt.

Bild 2.7
Hysteresekurve einer Feder mit Reibung



Die Dämpfung von Federn ist im Wesentlichen durch äußere Reibung bestimmt. Die Werkstoffdämpfung ist mit $\beta = 4 \cdot 10^{-6}$ vernachlässigbar.

Dementsprechend weisen Drehfedern, die mehr Kontakt zu den Anbindungen haben (Mitnehmer, Dorn, mit Vorspannung gewickelter Federkörper), im Allgemeinen eine größere Hysterese auf als Druckfedern. Bei dynamisch belasteten Druckfedern ist die Dämpfung ein für die Auslegung sehr wichtiger, aber schwer zu kontrollierender Parameter.

2.7 Kriechen und Relaxation

Im Allgemeinen sind es die elastischen Eigenschaften der Feder, die in den Anwendungen genutzt werden. Die eingesetzten Materialien besitzen aber alle eine Elastizitätsgrenze, ab der bleibende, plastische Verformungen auftreten.

Im Federnjargon sagt man: „Die Feder setzt sich“. Hiermit wird zum Ausdruck gebracht, dass sich z. B. bei Druckfedern die freie Länge der Feder nach Belastung dauerhaft verringert hat. Je nach Art der Belastung unterscheidet man zwei Fälle:

- a) Die bleibende Verformung nach Belastung mit einer konstanten Kraft bezeichnet man als Kriechen. Der Kriechbetrag ist die Änderung der Einbaulänge.

Kriechen

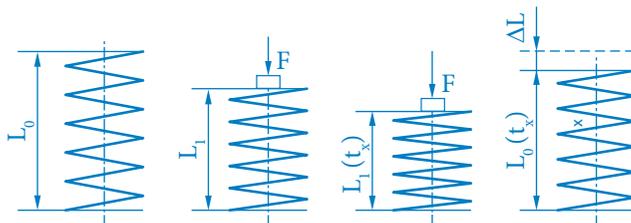
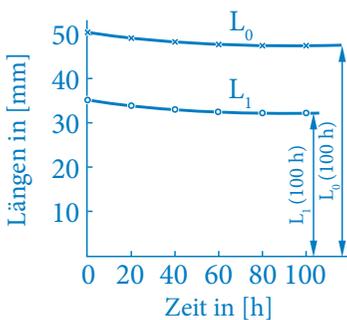


Bild 2.8

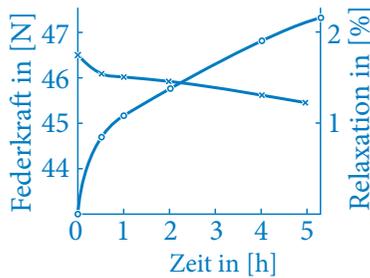
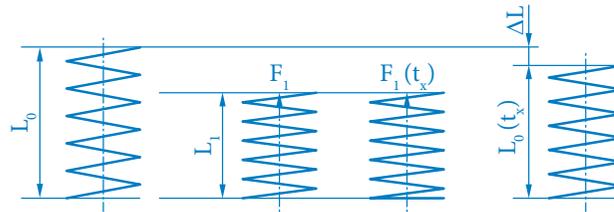
Prinzipdarstellung Kriechen



Relaxation

- b) Die bleibende Verformung nach Belastung auf eine konstante Einbaulänge bezeichnet man als Relaxation. Der Relaxationsbetrag ist der Kraftverlust, bezogen auf die Ausgangskraft.

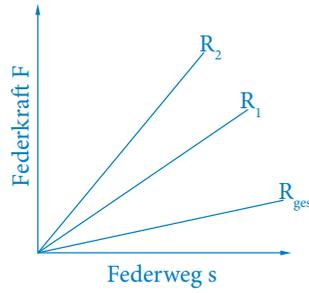
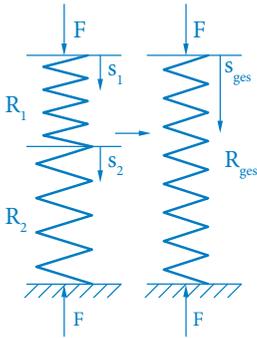
Bild 2.9
Prinzipdarstellung Relaxation



Für die meisten technischen Anwendungen sind Kriechen und Relaxation nur bei Belastungsspannungen interessant, die in der Nähe oder oberhalb der Elastizitätsgrenzen der Werkstoffe liegen. In einzelnen Fällen, zum Beispiel bei Federn für Messzwecke oder Waagen, interessiert natürlich auch das Verhalten bei relativ kleinen Spannungen, zum Beispiel schon bei Schubspannungen von etwa 300 MPa. Auch bei solch kleinen Spannungen können schon bleibende Verformungen auftreten, die allerdings meist unter 0,5 % liegen.

2.8 Parallel- und Reihenschaltung

Oft werden zur Erfüllung der benötigten Funktion auch mehrere Federn im vorhandenen Bauraum verwendet. Die effektive Kennlinie des Federpakets ist abhängig davon, ob jede Feder mit der vollen Last beaufschlagt wird (Reihenschaltung) oder ob die volle Last auf mehrere Federn verteilt wird (Parallelschaltung).



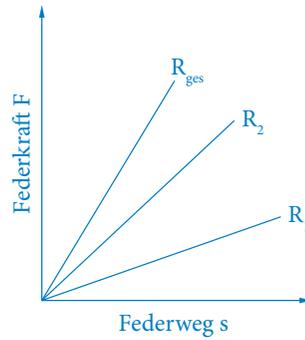
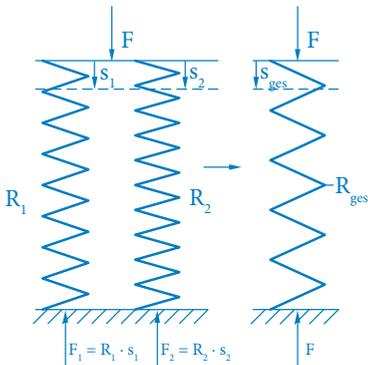
Reihenschaltung

Bild 2.10
Prinzipdarstellung Reihenschaltung

$$F_1 = F_2 = F_{ges}$$

$$s_{ges} = s_1 + s_2$$

$$\frac{1}{R_{ges}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} = \sum_i \frac{1}{R_i}$$



Parallelschaltung

Bild 2.11
Prinzipdarstellung Parallelschaltung

$$s_1 = s_2 = s_{ges}$$

$$F = s_1 \cdot R_1 + s_2 \cdot R_2 = s_{ges} \cdot R_{ges}$$

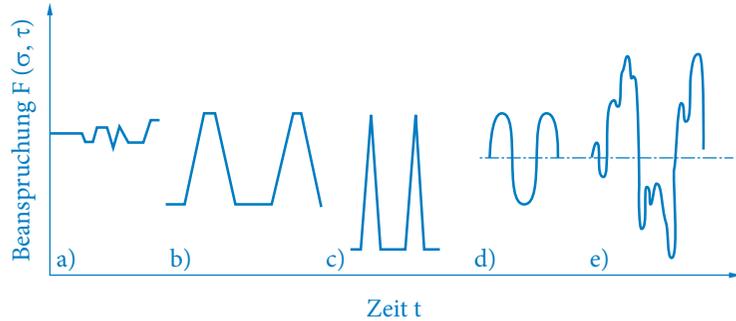
$$R_{ges} = R_1 + R_2 = \sum_i R_i$$

2.9 Dimensionierung

Beanspruchungsarten

Bild 2.12

Beispiele von Beanspruchungsarten



- a) quasistatische Beanspruchung (z. B. Spielausgleichsfeder)
- b) quasistatische Beanspruchung (z. B. Pedaleriefeder)
- c) periodisch, stoßförmige Beanspruchung (z. B. Ventildfedern)
- d) harmonisch, schwellende Beanspruchung (z. B. Feder an Exzenterantrieb)
- e) stochastische Beanspruchung (z. B. Tragfedern)

Die Beanspruchungsarten werden folgendermaßen definiert:

Statische Beanspruchung

- Zeitlich konstante Beanspruchung

Quasistatische Beanspruchung

- Zeitlich veränderliche Beanspruchung mit vernachlässigbar kleinen Hubspannungen (Richtwert: Hubspannung bis $0,1 \cdot \text{Dauerhubfestigkeit}$)
- Zeitlich veränderliche Beanspruchung mit größerer Hubspannung, aber weniger als 10^4 Lastspielen

Dynamische Beanspruchung

- Zeitlich veränderliche Beanspruchung mit mehr als 10^4 Lastspielen über die Lebensdauer und Hubspannungen über $0,1 \cdot \text{Dauerhubfestigkeit}$ bei
 - a) konstanter Hubspannung
 - b) veränderlicher Hubspannung

Man unterscheidet je nach der geforderten Mindestlastspielzahl N

- a) den Bereich der Dauerfestigkeit mit Lastspielen $N > 10^7$
- b) den Bereich der Zeitfestigkeit mit Lastspielen $N < 10^7$

Problem: Oft ist die Beanspruchung einer Feder eigentlich statisch oder quasistatisch. Wird die Prüfung der Gesamtfunktionsdauer aber auf Schwingmaschinen im Zeitrafferverfahren dynamisch durchgeführt, müssen diese Federn von vornherein dynamisch ausgelegt werden.

2.10 Zulässige Spannung

Im Allgemeinen wird für die Dimensionierung von Bauteilen die im Zugversuch ermittelte Dehngrenze $R_{p0,2}$ als ertragbare Spannung zu Grunde gelegt. Da Federwerkstoffe aber keine ausgeprägte Streckgrenze aufweisen und zudem nur die Zugfestigkeitswerte vom Drahthersteller garantiert werden, wird R_m als Grundlage zur Berechnung der zulässigen Spannungen verwendet.

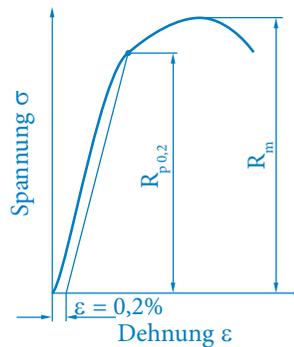
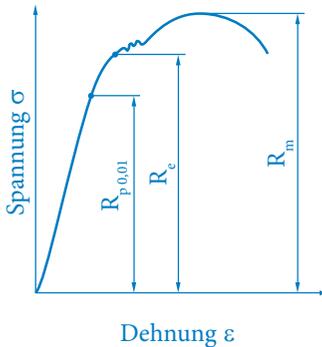


Bild 2.13 (links)
Stahl mit ausgeprägter
Fließgrenze

Bild 2.14 (rechts)
Federwerkstoffe

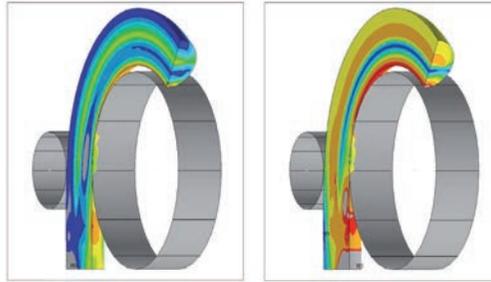
Abhängig von Federart, Belastung (statisch / dynamisch) und Fertigungstechnik werden prozentuale Werte für die zulässigen Spannungen angegeben (siehe Bild 2.15).

Material	Spezifikation	Zulässige Spannung			
		Druck- und Zugfedern		Dreh- und Biegefedern	
		ungesetzt in % R_m	vorgesetzt in % R_m	ungesetzt in % R_m	vorgesetzt in % R_m
Patentiert-gezogene Federstahldrähte	DIN EN 10270-1	40 - 50	55 - 65	70	100
Ölschlussvergütete Feder- und Ventilfederstahldrähte	DIN EN 10270-2	45 - 50	60 - 70	70	100
Nichtrostende Federstahldrähte 1.4310 1.4568	DIN EN 10270-3	40 - 45	45 - 55	70	100
		45 - 50	55 - 65	70	100

Bild 2.15
Zulässige Spannungen für
verschiedene Federarten

Wie man an den Werten für Dreh- und Spiralfedern erkennen kann, entsprechen die zulässigen Spannungen teilweise der Zugfestigkeit des verwendeten Materials. Dies ist nur durch die im Fertigungsprozess eingebrachten Eigenspannungen möglich. Die Kenntnis der Art und der Höhe der Eigenspannungen ist für die Entwicklung kompakter und massereicher Federn daher von besonderer Bedeutung. Mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) lassen sich Eigenspannungen berechnen und darstellen.

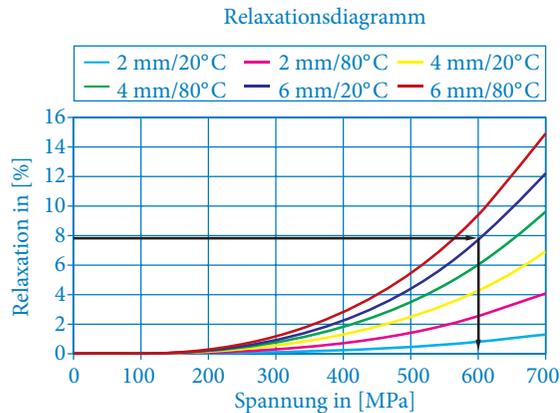
Bild 2.16
Zug- und Druckeigenspannungen nach dem Biegeprozess



2.11 Statische Belastung

Bei statisch oder quasistatisch belasteten Federn werden die zulässigen Spannungen durch die im Anwendungsfall vertretbare Relaxation begrenzt. Die zulässigen Spannungen können Relaxationsdiagrammen für den verwendeten Werkstoff entnommen werden. Im Bild 2.17 kann z. B. für die Drahtstärke $d = 6,0$ mm und die Temperatur $T = 20^\circ\text{C}$ bei einer zulässigen Relaxation von 8 % ein Spannungswert von $\tau = 600$ MPa abgelesen werden.

Bild 2.17
Relaxationsschaubild



Kapitel 3 Druckfedern



3.1 Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
a	mm	Materialhöhe bei nichttrunden Querschnitten
a_{\max}	m/s^2	maximaler Betrag der negativen Ventilbeschleunigung
b	mm	Materialbreite bei nichttrunden Querschnitten
D	mm	mittlerer Windungsdurchmesser
D_1, D_2	mm	kleiner bzw. großer mittlerer Windungsdurchmesser einer konischen Feder
D_e	mm	äußerer Windungsdurchmesser
D_i	mm	innerer Windungsdurchmesser
d	mm	Nenndurchmesser des Runddrahtes
e_1	mm	Abweichung der Mantellinie einer Druckfeder von der Senkrechten
e_2	mm	Abweichung in der Parallelität der geschliffenen Federauflageflächen
F	N	Federkraft
f_e	Hz	Längseigenfrequenz erster Ordnung
G	MPa	Schubmodul
k		Spannungskorrekturfaktor
L_0	mm	Nennlänge der unbelasteten Feder
L_1, L_2	mm	Nennlänge, zugeordnet den Federkräften F_1, F_2
L_c	mm	Blocklänge
L_K	mm	Knicklänge, zugeordnet der Knickkraft F_K
L_n	mm	kleinste zulässige Federlänge (unter Berücksichtigung von S_a)
m	kg	Federmasse
m_{red}	kg	reduzierte bewegte Masse
m_w	mm	mittlerer Mittelpunktabstand der Windungen voneinander (unbelastet)
N		Lastspielzahl bis zum Bruch
n		Anzahl der federnden Windungen
n_t		Anzahl der Gesamtwindungen
R	N/mm	Federrate
R_m	MPa	Mindestwert der Zugfestigkeit
S_a	mm	Summe der lichten Mindestabstände zwischen den einzelnen federnden Windungen, zugeordnet der Federlänge L_n
s	mm	Federweg
s_1, s_2	mm	Federwege, zugeordnet den Federkräften F_1, F_2
s_c	mm	Federweg, zugeordnet der Blocklänge L_c
s_h	mm	Federweg (Hub) der Feder zwischen zwei Positionen
s_K	mm	Federweg, zugeordnet der Knickkraft F_K (Knickfederweg)
s_n	mm	Federweg, zugeordnet der Federkraft F_n
T	K	Temperatur
W	J	Federungsarbeit
w		Wickelverhältnis, Federindex
α	°	Steigungswinkel
λ		Schlankheitsgrad
v		Lagerungsbeiwert

Formelzeichen	Einheit	Benennung
ρ	kg/dm ³	Materialdichte
ψ		Sicherheitsfaktor
τ	MPa	nicht korrigierte Schubspannung (ohne Berücksichtigung des Einflusses der Drahtkrümmung)
τ_1, τ_2	MPa	nicht korrigierte Schubspannung, zugeordnet den Federkräften F_1, F_2
τ_c	MPa	nicht korrigierte Schubspannung, zugeordnet der Blocklänge L_c
τ_k	MPa	korrigierte Schubspannung (unter Berücksichtigung des Spannungskorrekturfaktors k)
τ_{k1}, τ_{k2}	MPa	korrigierte Schubspannung, zugeordnet den Federkräften F_1, F_2
$\tau_{kH(\dots)}$	MPa	korrigierte Hubspannung, Zeit- oder Dauerfestigkeitswert mit Angabe der Bruch- bzw. Grenzlastspielzahl
τ_{kh}	MPa	korrigierte Hubspannung, zugeordnet dem Hub s_h
τ_{kO}	MPa	korrigierte Oberspannung im Dauerfestigkeitsschaubild
τ_{kU}	MPa	korrigierte Unterspannung im Dauerfestigkeitsschaubild
τ_n	MPa	nicht korrigierte Schubspannung, zugeordnet der Federlänge L_n
τ_{zul}	MPa	zulässige Schubspannung

3.2 Begriffe

Druckfedern werden aus Runddrähten bzw. Profildrähten gewunden oder gewickelt, um Kräfte in axialer Richtung aufzunehmen, zu speichern und wieder abzugeben. Federn werden in der Regel rechts gewunden. In Federsätzen werden sie üblicherweise wechselnd von Feder zu Feder rechts und links gewunden, um ein Verhaken im Betrieb zu vermeiden. Falls eine Feder links gewunden werden soll, muss dies explizit in der Zeichnung oder den Bestellunterlagen vermerkt werden.

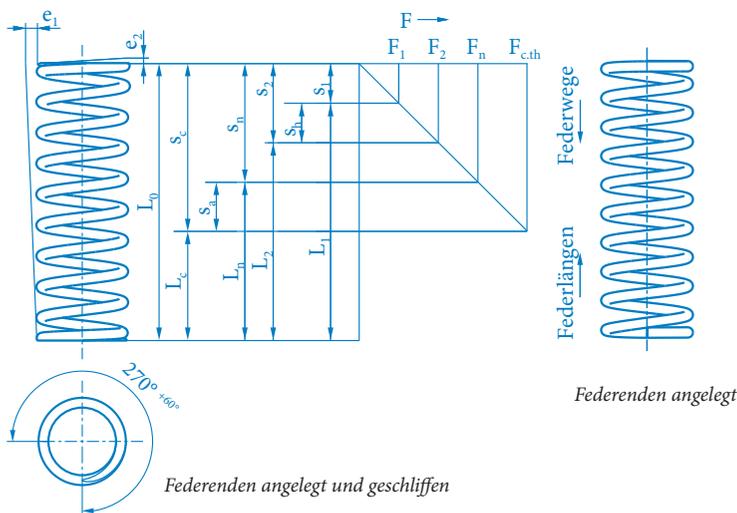


Bild 3.1
Allgemeine Darstellung einer
Druckfeder mit Diagramm

Die Federn sind so zu gestalten, dass eine möglichst axiale Kräfteinleitung auf die Anschlusssteile erfolgt. Dazu werden üblicherweise die Federenden angelegt und plan angeschliffen (s. Bild 3.1), wobei der Schliffwinkel im Allgemeinen zwischen 270° und 330° liegt. Die Grenzen der Schleifbarkeit hängen neben der Drahtstärke und dem Wickelverhältnis auch vom Anpressdruck der Federn zwischen den Schleifscheiben ab. Siehe hierzu auch Abschnitt 11.5.

Bauformen

Aufgrund der Gestaltung der Druckfeder unterscheidet man vier Bauformen.

Die zylindrische Druckfeder mit konstantem Außendurchmesser über die gesamte Federlänge ist die wohl bekannteste Federart und wird bei sehr vielen Anwendungen eingesetzt. Dabei gibt es wiederum drei verschiedene Bauformen. Die lineare Feder besitzt im Bereich zwischen $0,3 \cdot F_n$ bis $0,7 \cdot F_n$ eine konstante Federrate.

v. l. n. r.

Bild 3.2

Lineare Feder

Bild 3.3

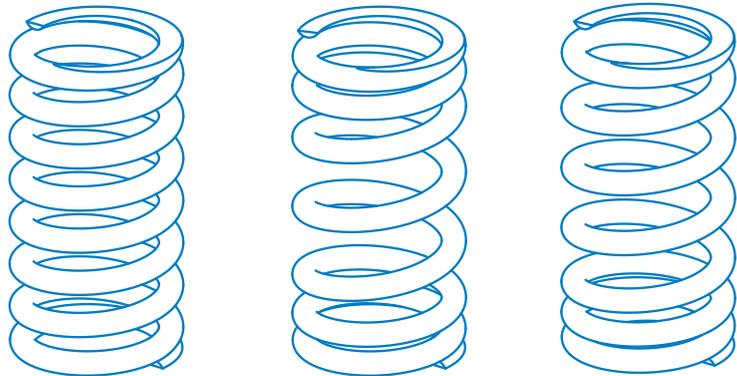
Symmetrisch

progressive Feder

Bild 3.4

Asymmetrisch

progressive Feder



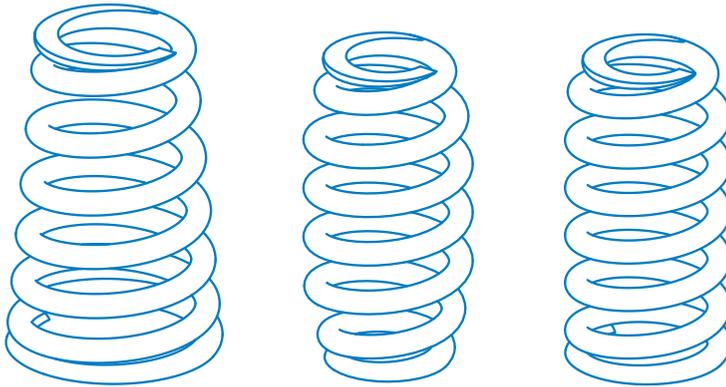
Die symmetrisch progressive Feder bewirkt in einem fest definierten Bereich eine veränderliche Federrate und muss nicht gerichtet verbaut werden.

Mit einer einseitig progressiven Feder lässt sich ebenfalls eine veränderliche Federrate erzeugen. Diese Federart hat außerdem den Vorteil, dass die bewegte Masse bei dynamisch beanspruchten Anwendungen (siehe 3.8) am ruhenden Ende des Bauteils angebracht werden kann. Um den vollständigen Nutzen zu erzielen und keine dynamischen Nachteile zu erhalten, ist eine gerichtete Verbaueise unbedingt notwendig.

Druckfedern mit einem sich über die Federlänge gleichmäßig verjüngenden Außendurchmesser nennt man konische Druckfedern. Diese Federn werden beispielsweise bei Bauraumproblemen eingesetzt, oder um die bewegten Massen bei dynamischen Anwendungen zu minimieren (siehe Abschnitt Ventilsfeder). Konische Druckfedern können sowohl einen linearen als auch einen progressiven Federratenverlauf haben. Der lagerichtige Verbau ist hier aufgrund der optischen Gegebenheiten wesentlich einfacher zu erkennen, was gegenüber einer zylindrischen Feder von Vorteil ist.

Doppelt konische Druckfedern oder tonnenförmige Druckfedern kommen selten zum Einsatz .

Eine Druckfeder, die in letzter Zeit erheblich an Bedeutung gewonnen hat, ist die Bienenkorbfeder. Sie findet bei dynamischen Beanspruchungen eine immer größere Anwendung, da sie den Vorteil einer zylindrischen Feder mit ihrer relativ großen Drahteinzugslänge und der damit verbundenen möglichen Progression mit dem kleinen Durchmesser einer konischen Feder verbindet, der zu einer Masseinsparung des angeordneten Bauteils beiträgt.



v. l. n. r.

Bild 3.5

Konische Feder

Bild 3.6

Tonnenförmige Feder

Bild 3.7

Bienenkorbfeder

Berechnungen

Vor der Berechnung einer Feder ist grundsätzlich festzustellen, welchen Beanspruchungen sie genügen soll. Hierzu ist zu ermitteln, ob:

- eine Federkraft und die zugehörige Einspannlänge oder
- zwei Federkräfte und die zugehörigen Einspannlängen oder
- eine Federkraft, Hub und Federrate gegeben sind.

Weiterhin sind die folgenden Kriterien zu beachten:

- zeitlicher Verlauf der Beanspruchung, statisch oder dynamisch
- wird bei dynamischer Beanspruchung eine Mindestlastspielzahl bis zum Bruch verlangt
- ist die Arbeitstemperatur und die zulässige Relaxation gegeben
- Knickung / Knicksicherheit
- Stoßbeanspruchung
- sonstige Einflüsse (z. B. Resonanzschwingungen, Korrosion)

Darüber hinaus muss auch auf das Zusammenwirken der einzelnen Formeln geachtet werden. Zum Beispiel hängt die Blocklänge von der Gesamtwindungszahl und der Drahtstärke ab und die wiederum von der zulässigen Torsionsspannung. Daraus ergibt sich dann eine rechnerische Federrate, die mit der geforderten verglichen werden muss.

3.3 Statische Belastung

Zylindrische Druckfeder

Darstellung siehe Bild 3.1. Die nachfolgenden Berechnungsgleichungen gelten für Anwendungen aus Runddraht, bei denen die Linearität zwischen Federkraft und Federweg gegeben ist. Dies ist im Bereich von $0,3 \cdot F_n$ bis $0,7 \cdot F_n$ erfüllt, weil in diesem Bereich die Anzahl der federnden Windungen n nahezu konstant gehalten werden kann.

Federkraft

$$F = R \cdot s = \frac{G}{8} \cdot \frac{d^4}{D^3 \cdot n} \cdot s \quad (3.1)$$

Torsionsspannung

$$\tau = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D}{d^3} \cdot F \quad (3.2)$$

Gesamtwindungszahl

$$n_t = n + 2 \quad (3.3)$$

Blocklänge

$$L_c \leq n_t \cdot d_{max} \quad (3.4)$$

bei angelegten und geschliffenen Endwindungen

$$L_c \leq (n_t + 1,5) \cdot d_{max} \quad (3.5)$$

bei angelegten und ungeschliffenen Endwindungen

Die Einsatzmasse einer ungeschliffenen Feder errechnet sich nach folgender Gleichung (Einheiten s. 3.1):

Einsatzmasse

$$m = \frac{d^2}{4} \cdot D \cdot \pi^2 \cdot \rho \cdot n_t \quad (3.6)$$

Die Längseigenfrequenz erster Ordnung einer Druckfeder, die an beiden Enden fest geführt ist, errechnet sich nach folgender Gleichung (Einheiten s. 3.1):

Längseigenfrequenz

$$f_e = \frac{3560 \cdot d}{n \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (3.7)$$

Zur Berechnung des Knickfederweges benötigt man neben dem Lagerungsbeiwert ν nach DIN EN 13906-1 (siehe Bild 3.8) auch noch den Schlankheitsgrad λ der Feder.

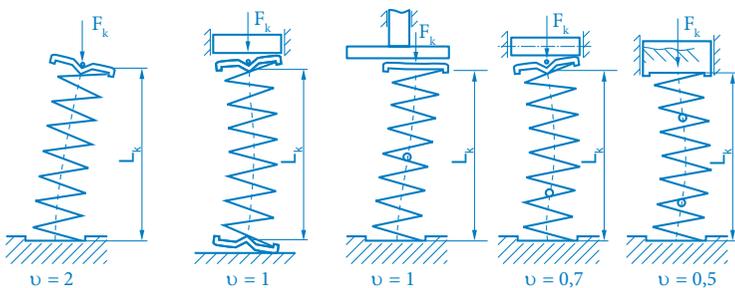


Bild 3.8
Lagerungsarten und zugehörige
Lagerungsbeiwerte von axial
beanspruchten Druckfedern

Schlankheitsgrad

$$\lambda = \frac{L_0}{D} \quad (3.8)$$

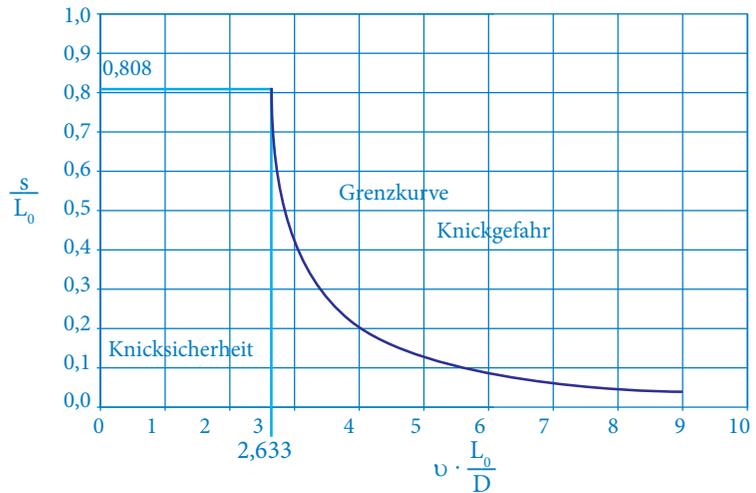
Knickfederweg

$$s_k = L_0 \cdot \frac{0,5}{1 - \frac{G}{E}} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{1 - \frac{G}{E}}{0,5 + \frac{G}{E}} \left(\frac{\pi \cdot D}{v \cdot L_0} \right)^2} \right] \quad (3.9)$$

Falls $s_k > s_n$ oder der Wert unter der Wurzel negativ ist, ist die Feder theoretisch knicksicher. Da bei der Berechnung von einer idealen Geometrie (kein Schiefstand u.s.w.) ausgegangen wird, sollte in der Praxis eine Sicherheit mit eingerechnet werden. Hierzu wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

Eine Beurteilung kann auch nach Bild 3.9 vorgenommen werden.

Bild 3.9
Theoretische Knickgrenze
von Druckfedern



Beim Zusammendrücken einer Feder wird der Windungsdurchmesser geringfügig größer. Die Vergrößerung des Windungsdurchmessers errechnet sich bei Blocklänge L_c und freier Lagerung der Federenden zu:

Durchmesservergrößerung

$$\Delta D_e = 0,1 \cdot \frac{(m_w - d) \cdot (m_w + 0,2d)}{D} \quad (3.10)$$

mit $m_w = \frac{L_0 - d}{n}$

für Federn mit angelegten und planbearbeiteten Federenden

$$m_w = \frac{L_0 - 2,5 \cdot d}{n}$$

für Federn mit unbearbeiteten Federenden.

Summe aller Mindestwindungsabstände

$$S_a = \left(0,0015 \cdot \frac{D^2}{d} + 0,1 \cdot d \right) \cdot n \quad (3.11)$$

Für progressive Federanwendungen können die bisher abgeleiteten Gleichungen für die Grundausslegung herangezogen werden. Für eine exakte Berechnung wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

Die unterschiedlichsten Drahtprofile (z. B. Rechteckquerschnitt, Ellipsenprofil, Multiarcprofile), die aufgrund von Notwendigkeiten des Bauraumes erforderlich sein können, lassen keine „einfachen“ Berechnungen mehr zu. Wenden Sie sich bitte bei Profildrahtanwendungen an unseren Berechnungsservice. Hier kommt unter anderem auch die Finite-Elemente-Methode (FEM) zum Einsatz, mit der jede erdenkliche Drahtform berechnet werden kann.

Darstellung siehe Bild 3.5. Die nachfolgenden Berechnungsgleichungen gelten für Anwendungen aus Runddraht und nur für den linearen Teil der Federkennlinie (in deren Bereich noch alle Windungen an der Federung beteiligt sind). Für die Berechnung der gesamten Kennlinie wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

Konische Druckfeder

Federkraft

$$F = R \cdot s = \frac{G}{2} \cdot \frac{d^4}{(D_1^2 + D_2^2) \cdot (D_1 + D_2) \cdot n} \cdot s \quad (3.12)$$

Die Torsionsspannung wird am großen Windungsdurchmesser D_2 berechnet.

Torsionsspannung

$$\tau = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_2}{d^3} \cdot F \quad (3.13)$$

Gesamtwindungszahl

$$n_t = n + 2 \quad (3.14)$$

Die Blocklänge einer konischen Druckfeder ist abhängig von der Differenz der beiden Endwindungsdurchmesser und der Gesamtwindungszahl und kann sehr stark variieren. Bei nur geringen Durchmesserunterschieden und einer großen Windungszahl kann die maximale Blocklänge z. B. in erster Näherung nach den Formeln (3.4) und (3.5) für zylindrische Druckfedern berechnet werden.

Das andere Extrem sind die so genannten Miniblockfedern, bei denen die Windungen beim Zusammendrücken der Feder vollständig ineinander eintauchen. Für die exakte Bestimmung der Blocklänge wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

Die Einsatzmasse einer ungeschliffenen Feder errechnet sich nach folgender Gleichung

Einsatzmasse

$$m = \frac{d^2 \cdot (D_1 + D_2)}{4 \cdot 2} \cdot \pi^2 \cdot \rho \cdot n, \quad (3.15)$$

Für progressive Federanwendungen können die oben genannten Gleichungen für die Grundausslegung herangezogen werden. Für eine exakte Berechnung wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

Sonstige Federn

Die Bienenkorbfedern (Bild 3.7) können in erster Näherung als zylindrische Druckfedern mit dem großen Windungsdurchmesser berechnet werden. Es gelten somit die die Gleichungen (3.1) bis (3.11). Für die exakte Auslegung wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

Bei den bis hierher noch nicht behandelten Federn (z. B. Tonnen- oder doppelt konische Federn) wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

Zulässige Spannungen

Aus fertigungstechnischen Gründen sollten alle Federn auf Block zusammengedrückt werden können. Die zulässige Schubspannung τ_{zul} bei Blocklänge beträgt

Zulässige Schubspannung

$$\tau_{zul} = 0,56 \cdot R_m \quad (3.16)$$

Der Wert R_m für die Mindestzugfestigkeit kann den entsprechenden Materialnormen entnommen werden.

Hierbei spielen insbesondere Temperatureinflüsse und der maximal

zulässige Setzverlust über die Lebensdauer der Feder eine entscheidende Rolle. Je nach Werkstoffauswahl und Fertigungstechnologie sind bei Vorhandensein eines speziellen Eigenspannungszustandes höhere Torsionsspannungen möglich. Bitte setzen Sie sich mit unserem Berechnungsservice in Verbindung.

3.4 Dynamische Belastung

Für dynamisch beanspruchte Federn gibt es je nach Werkstoff und Fertigungstechnologie entsprechende Dauerhaltbarkeitsschaubilder. Als erster Anhaltswert für die zulässige Spannung kann folgender Wert herangezogen werden, wobei $\tau_{kO} \leq \tau_{zul}$ gilt

Zulässige Schubspannung

$$\tau_{zul} = 0,45 \cdot R_m \quad (3.17)$$

Welche Auslastung letztendlich möglich ist, hängt von vielen Faktoren ab und sollte mit den Anwendungstechnikern unseres Hauses gemeinsam erarbeitet werden. Wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

Bei dynamisch beanspruchten Federn muss für die Lebensdauerbetrachtung die Spannungsüberhöhung an der Federinnenseite mit berücksichtigt werden. Dies geschieht mit dem Korrekturfaktor k , der vom Wickelverhältnis w abhängig ist. Es gibt unterschiedliche Berechnungsmöglichkeiten für k . Im Folgenden ist die Berechnung nach Bergsträßer aufgezeigt.

Wickelverhältnis

$$w = \frac{D}{d} \quad (3.18)$$

Korrekturfaktor

$$k = \frac{w + 0,5}{w - 0,75} \quad (3.19)$$

Bei dynamisch belasteten Druckfedern hängen die tatsächlich im Draht auftretenden Torsionsspannungen sehr stark von der Art der Krafteinleitung ab. Durch einen geeigneten Windungsaufbau kann verhindert werden, dass die Resonanzschwingungen zur Zerstörung der Feder führen. Hier muss darauf geachtet werden, dass zwischen der Anregungsfrequenz und der Eigenfrequenz der Feder eine ausreichende Verstimmung vorhanden ist. Da wir hierzu über die nötige Erfahrung verfügen, wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

3.5 Werkstoffauswahl

Für Druckfedern werden neben patentiert-gezogenen Drähten nach DIN EN 10270-1 auch ölschlussvergütete Drähte nach DIN EN 10270-2 sowie rostfreie Güten nach DIN EN 10270-3 eingesetzt. Die Auswahl hängt von vielen Faktoren ab, wie z. B. der Umgebungstemperatur, dem Umgebungsmedium, der Lebensdauerforderung, dem zulässigen Setzverlust usw. Weitere Informationen können dem Kapitel 10 entnommen werden. Für die optimale Werkstoffauswahl wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

3.6 Herstellung

Druckfedern werden im Drahtstärkenbereich kleiner 16 mm üblicherweise durch die Kaltformgebung hergestellt, wobei man noch den Winde- bzw. Wickelvorgang unterscheidet (siehe auch Abschnitt 11.3). Bei größeren Abmessungen kommt üblicherweise die Warmformgebung zur Anwendung.

Folgende Fertigungsschritte können bei Druckfedern zum Einsatz kommen:

- Winden
- Anlassen
- Enden-Schleifen
- Entgraten der geschliffenen Endwindungen innen und / oder außen
- Kugelstrahlen
- Vorsetzen (kalt oder warm)
- Oberflächenschutz
- Prüfen
- Verpacken.

3.7 Prüfungen

Die Kraftprüfung wird auf handelsüblichen oder speziell von uns entwickelten Federprüfwaagen durchgeführt. Bei diesen Prüfungen ist im Vorfeld darauf zu achten, dass die Federn nicht ausknicken (siehe Gleichung 3.9 und Bild 3.9). Für diesen Fall muss der Ablauf der Federkraftprüfung genau definiert werden. Unter der Berücksichtigung der Einbausituation muss eine Hülsenprüfung (Feder wird im Einbaufall z. B. in einer Hülse geführt) oder eine Dornprüfung (Feder arbeitet z. B. auf einem Rohr) der Federkraft vereinbart werden, um von vornherein die Vergleichbarkeit der Ergebnisse möglichst genau

zu gewährleisten. Durch eine der realen Einbausituation möglichst konkret nachempfundene Prüfung können Einflüsse, wie z. B. Reibung, mit berücksichtigt werden. Für die Belastungsprüfung von nicht knicksicheren Federn ist dazu der Durchmesser von Prüfdorn oder -hülse in der Zeichnung anzugeben.

Bei großen Serien werden von uns speziell entwickelte Produktionslinien gewählt, die eine kostengünstige Fertigung zulassen. In diesen Linien sind dann auch die entsprechenden Prüfstationen integriert. Welche Merkmale geprüft werden müssen, hängt von den Toleranzen und den Anforderungen an die Feder ab.

Selbstverständlich werden auch durch unser Qualitätswesen und durch die Maschinenbetreuer permanent Stichprobenprüfungen durchgeführt, um sicherzustellen, dass unser Haus nur Bauteile verlassen, die qualitativ den Forderungen unserer Kunden entsprechen. Wir sind natürlich stets an einer prozesssicheren Fertigung interessiert und optimieren deshalb permanent unsere Fertigungseinrichtungen und -parameter (siehe hierzu auch Kapitel 12).

3.8 Anwendungen

Wie bereits eingangs dargestellt, kommen Druckfedern in unterschiedlichsten Anwendungen zum Einsatz. Es sollen im Folgenden nur einige typische Beispiele genannt werden.

Bei der Koppelung von Bauteilen ist es mitunter notwendig, Toleranzen auszugleichen und gleichzeitig Kräfte zu übertragen. Dafür werden idealerweise Druckfedern verwendet. Ein weiterer Anwendungsfall sind Druckfedern als Rückstellglied bei Schlössern. Diese Anwendung wird auch als quasistatisch bezeichnet, da die auftretende Hubspannung maximal $0,1 \times$ Dauerhubfestigkeit ist.

Im Automobilbau müssen im Karosseriebereich (z. B. Heckklappe) oft sehr „schlanke“ Federn verbaut werden, die nicht mehr knicksicher sind. Diese Federn werden in Hülsen geführt. Es muss durch geeignete Maßnahmen dafür gesorgt werden, dass die auftretende Reibung und Geräuschentwicklung minimiert wird. Bitte wenden Sie sich in solchen Fällen direkt an unseren Berechnungsservice.

Bei der Übertragung von Kräften bei dynamischen Systemen wird die Feder gleichzeitig als Kraftübertragungselement und als Dämpfungsglied für auftretende Schwingungen verwendet.

Statische Beanspruchung

Dynamische Beanspruchung

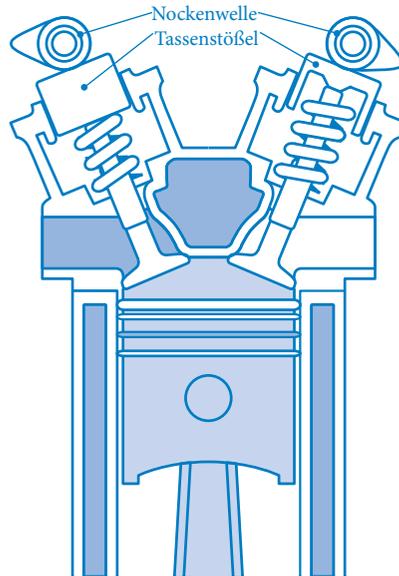
Ventilfeder

Die Ventilfeder als Beispiel für eine dynamisch hoch beanspruchte Druckfeder soll im Folgenden exemplarisch etwas genauer betrachtet werden.

An Bauteile in Ventilbaugruppen werden sehr hohe Anforderungen gestellt. So öffnet und schließt ein Ventil beim Viertakt-Motor je einmal pro Nockenwellenumdrehung. Ventilfedern sind hoch beanspruchte Bauteile dieser Baugruppen und müssen bis zur maximalen Motordrehzahl für die Bereitstellung der notwendigen Schließ- und Nockenanlagekräfte sorgen und das ein ganzes Motorenleben lang. Das können bis zu 500 Mio. und mehr Lastwechsel sein.

Das Bild 3.10 zeigt den schematischen Aufbau einer direkt bewegten Ventilbaugruppe.

Bild 3.10
Ventilbaugruppe



Im Bild 3.11 ist die Kinematik der Ventilbewegung einer direkt bewegten Ventilbaugruppe dargestellt. Aus der Ventilerhebungskurve lassen sich die Ventilgeschwindigkeit und die -beschleunigung ermitteln.

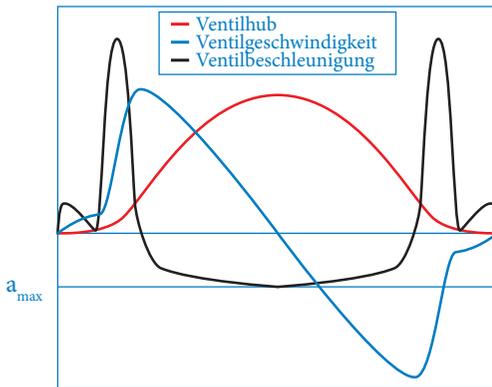


Bild 3.11

Ventilerhebungskurve
(schematische Darstellung)

Bei geschlossenem Ventil muss die Ventilfeeder eine Kraft F_1 aufbringen, die ausreicht, um ein unbeabsichtigtes Öffnen (Flattern des Ventils) unmittelbar nach dem Schließvorgang zu vermeiden. Bei geöffnetem Ventil ist eine Federkraft F_2 erforderlich, die so groß sein muss, dass ein Abheben des Ventilstößels vom Nocken sicher vermieden wird. Aus dem physikalischen Zusammenhang zwischen Kraft, bewegter Masse und Beschleunigung lässt sich die Federkraft F_2 folgendermaßen abschätzen

$$F_2 = \psi \cdot m_{red} \cdot a_{max} \quad (3.20)$$

Der Sicherheitsfaktor ψ sollte für die erste Abschätzung je nach Anwendung zwischen 1,2 und 1,5 liegen. Eine schematische Darstellung ist in Bild 3.12 gegeben, bei dem die Federkraft über den Ventilhub im Vergleich mit der „Massenkraft“ aufgetragen ist.

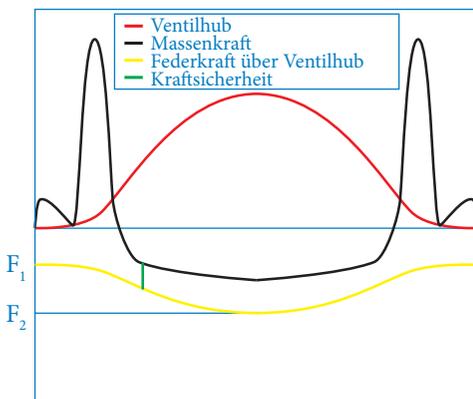


Bild 3.12

Ventilerhebungskurve mit eingetragener Feder- und Massenkraft
(schematische Darstellung)

Beim Entwurf von Ventildruckfedern ist – wie bei allen anderen schwingend belasteten Federn – die Resonanz zwischen der Frequenz der anregenden Bewegung, das heißt der Kurbelwellendrehung des Motors, und einer Federeigenfrequenz zu vermeiden. Sicher lassen sich Resonanzen nur vermeiden, wenn ein ausreichend großer Abstand zwischen Erregerfrequenz und der niedrigsten Eigenfrequenz der Ventildruckfeder vorhanden ist.

Ergebnisse bei Dynamikmessungen an fremdbetriebenen Zylinderköpfen in unserem Hause haben gezeigt, dass Federn mit progressiver Federkennlinie meist eine höhere Dämpfung aufweisen als solche mit linearer Kennlinie. Bei diesen Federn nimmt während des Ventilhubes die Anzahl wirksamer Windungen ab und damit die Längseigenfrequenz der Feder zu. Die Feder weicht somit der gefährlichen Resonanz selbsttätig aus. Eine progressiv ansteigende Federkennlinie lässt sich durch geeignete Geometrie der Ventildruckfeder erreichen.

Experimentelle Untersuchungen an Ventildruckfedern bestätigen die Theorie, dass mit zunehmender Kurbelwellendrehzahl die Hubspannung τ_{kh} als Differenz der Spannungen τ_{k2} und τ_{k1} zunimmt. Mit steigender Motordrehzahl kommt es also zu einer Spannungserhöhung. Die bei hohen Drehzahlen vorhandene Spannungsdifferenz ist wesentlich größer als die quasistatisch berechnete. Das ist auf das Resonanz- und Schwingungsverhalten der Ventildruckfeder zurückzuführen. Es muss das Ziel des Federentwurfs sein, diese Spannungserhöhung in Grenzen zu halten, um eine entsprechende Lebensdauer der Ventildruckfedern zu erreichen.

Unter Umständen kommen hier aus Bauraum- und Beanspruchungsgründen auch Federsätze zum Tragen. Dabei werden zwei meist gegensinnig gewundene Federn ineinander gestellt. Die Führung erfolgt mittels eines unteren und oberen Federtellers. Da bei diesen Federn der Werkstoff und das Fertigungsverfahren einen sehr großen Einfluss auf die Dauerhaltbarkeit haben, sollte unbedingt vom Anfang der Entwicklung an unser Berechnungsservice mit einbezogen werden. Da wir der führende Ventildruckfederhersteller in Europa sind, werden wir auch für Ihren Anwendungsfall gemeinsam eine Lösung finden.

Weitere Anwendungen

Federn, die ebenfalls einen sehr hohen Fertigungs- und Prüfstandard voraussetzen, sind Düsenhaltefedern. Diese Federn müssen auf engstem Bauraum hohe Haltekräfte erzeugen. Da bei den steigenden Abgasforderungen immer höhere Anforderungen an das Einspritzverhalten (Vor- und Haupteinspritzung) der Düsen gestellt werden, müssen diese Federn setzstabil und absolut dauerfest sein sowie extrem kleine Krafttoleranzen einhalten.

Ein weiterer Anwendungsfall sind Kupplungsfedern und Federn im Zweimassenschwungrad. Da diese Federn in rotierenden Systemen zum Einsatz kommen, müssen die dabei auftretenden Fliehkräfte mit berücksichtigt werden.

Bei Automatikgetrieben kommen so genannte Federstützbleche zum Einsatz (Bild 3.13). Hier werden die Federn, die sich auf dem äußeren Rand der Abstützbleche befinden, bei der Rotation der Bleche nach außen gedrückt. Auch diese Pakete müssen sehr setzstabil sein, da sich sonst im Laufe der Betriebsdauer die Schaltdrehzahl verändert.



Bild 3.13
Federstützblech

Ein weiterer Anwendungsfall für dynamisch beanspruchte Federn sind die Getriebefedern für das Automatikgetriebe. Auch hier ist eine große Erfahrung notwendig, da meist die Bauräume sehr beengt sind und eine Umgebungstemperatur von ca. 130 °C bis 150 °C herrscht. Bitte wenden Sie sich auch bei diesen Anwendungen an unseren Berechnungsservice.

Bitte beachten Sie bei der Anfrage die folgenden Hinweise:

Anfragen

- Es sollte nur der für die Federaufnahme wichtige Federdurchmesser toleriert werden (entweder der äußere Federdurchmesser D_e oder der innere Federdurchmesser D_i).
- Wenn die Zahl der federnden Windungen als Fertigungsausgleich freigegeben wird, sollte der Fertigungsausgleich auch für die Gesamtwindungszahl gelten.

Druckfedern können auch nach DIN 2098 Blatt 1 oder 2 bestellt werden. Anfrageformulare und Ansprechpartner sind auf www.federfibel.de zu finden.

3.9 Berechnungsbeispiel

Es wird nach einer quasistatisch beanspruchten Druckfeder gesucht, die im Temperaturbereich bis maximal 120 °C zwei Bauteile mit einem Federweg von 9,50 mm kraftschlüssig gegeneinander bewegen muss. Es werden die Federkräfte $F_1 = 150 \text{ N}$ und $F_2 = 430 \text{ N}$ benötigt. Der Innendurchmesser soll aufgrund der Anbindung an die Bauteile 17,00 mm betragen und der Außendurchmesser darf nicht größer als 24,00 mm sein. Die Einbaulänge muss aus bauraumtechnischen Gründen kleiner 30,00 mm gewählt werden. Aus Gründen der Setzstabilität wird ein SiCr-legierter Federstahldraht zum Einsatz kommen.

Gegeben

1. Federkraft $F_1 = 150 \text{ N}$
2. Federkraft $F_2 = 430 \text{ N}$
3. Arbeitshub $s_h = 9,50 \text{ mm}$
4. Innendurchmesser $D_i = 17,00 \text{ mm}$
5. Außendurchmesser $D_e \leq 24,00 \text{ mm}$
6. Einbaulänge $L_i \leq 30,00 \text{ mm}$
7. Einsatztemperatur maximal 120 °C
8. Federstahldraht nach DIN EN 10270-2

Gesucht

- a) Dimensionierung
- b) Spannungsnachrechnung

Berechnung

a) Dimensionierung

Angenommen wird zunächst eine Zugfestigkeit des Materials von 1900 MPa und ein Spannungsauslastungsfaktor von 0,45. Daraus resultiert eine maximale Auslegungsspannung von $\tau_{\text{Ausl}} = 855 \text{ MPa}$. Weiterhin wird ein mittlerer Windungsdurchmesser von $D = 20,50 \text{ mm}$ angenommen.

Aus Gleichung (3.2) ergibt sich

$$d = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} \cdot \frac{D}{\tau_{\text{zul}}} \cdot F_2} = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} \cdot \frac{20,50 \text{ mm}}{855 \text{ MPa}} \cdot 430 \text{ N}} = 2,97 \text{ mm}$$

Eine gängige Drahtstärke nach DIN EN 10270-2 ist 3,00 mm. Die federnde Windungszahl n lässt sich damit aus Gleichung (3.1) wie folgt herleiten, wobei jetzt der tatsächliche mittlere Windungsdurchmesser von 20,00 mm eingesetzt wird.

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot R} = \frac{78500 \text{ MPa}}{8} \cdot \frac{(3 \text{ mm})^4}{(20 \text{ mm})^3 \cdot \frac{(430 \text{ N} - 150 \text{ N})}{9,5 \text{ mm}}} = 3,41$$

Als Gesamtwindungszahl wird dann

$$n_t = n + 2 = 5,41 \text{ und gerundet}$$

$$n_t = 5,4$$

angenommen.

Bei einer Toleranz von $\pm 0,02 \text{ mm}$ für diesen Drahtstärkenbereich ergibt sich damit eine maximale Blocklänge von

$$L_c \leq 5,4 \cdot 3,02 \text{ mm}$$

$$L_c \leq 16,31 \text{ mm}$$

bei angelegten und geschliffenen Endwindungen.

Die Summe aller Mindestwindungsabstände S_a ergibt sich aus Gleichung (3.11)

$$S_a = \left(0,0015 \cdot \frac{D^2}{d} + 0,1 \cdot d \right) \cdot n$$

$$S_a = \left(0,0015 \cdot \frac{(20 \text{ mm})^2}{3 \text{ mm}} + 0,1 \cdot 3 \text{ mm} \right) \cdot 3,4 = 1,7 \text{ mm}$$

Daraus ergibt sich die kleinste zulässige Arbeitslänge

$$L_n = L_c + S_a = 16,3 \text{ mm} + 1,7 \text{ mm} = 18 \text{ mm}$$

Da es sich bei dieser Feder um eine quasistatisch beanspruchte Feder handelt, kann die kleinste Arbeitslänge L_2 mit L_n gleichgesetzt werden. Daraus ergibt sich bei einem Arbeitsspiel von $9,5 \text{ mm}$ die Einbaulänge zu $L_1 = 27,50 \text{ mm}$.

b) Spannungsnachrechnung

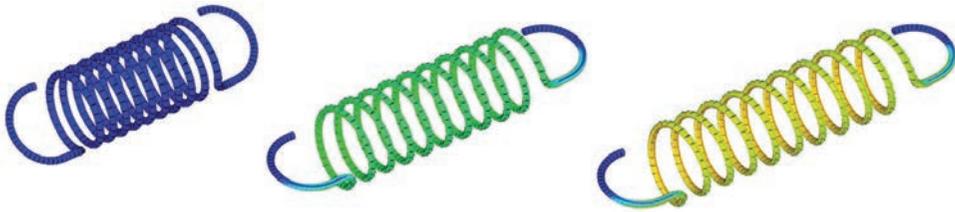
Für die Berechnung der auftretenden Torsionsspannung wird wiederum die Gleichung (3.2) herangezogen.

$$\tau_2 = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{20 \text{ mm}}{(3 \text{ mm})^3} \cdot 430 \text{ N} = 811 \text{ MPa}$$

Für die theoretische Blockkraft ergibt sich aufgrund der Federsteifigkeit ein Wert von 480 N und die daraus resultierende Blockspannung von 902 MPa. Diese theoretische Blockspannung entspricht bei einer Mindestzugfestigkeit von 1930 MPa einem Wert von 47 %, so dass davon auszugehen ist, dass die Feder blockstabil ist, da die zulässige Torsionsspannung von 56 % von R_m nicht überschritten wird.

Die Toleranzen werden nach DIN EN 15800 berechnet. Sollten kleinere Toleranzen als nach DIN EN 15800 notwendig werden, kann dies zu einer Verteuerung der Feder führen. In diesem Fall wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice, der mit Ihnen die für Ihren Anwendungsfall notwendigen Toleranzen festlegt.

Kapitel 4 Zugfedern



4.1 Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
a	mm	Windungsabstand
D	mm	mittlerer Windungsdurchmesser
D_e	mm	äußerer Windungsdurchmesser
D_i	mm	innerer Windungsdurchmesser
d	mm	Drahtdurchmesser
d_{\max}	mm	maximaler Drahtdurchmesser
E	MPa	Elastizitätsmodul
F	N	Federkraft (einschließlich F_0)
F_0	N	Innere Vorspannkraft
F_1, F_2	N	Federkräfte, zugeordnet den Federlängen L_1, L_2 (bei einer Raumtemperatur von 20°C)
F_n	N	Federkraft, zugeordnet der größten zulässigen Länge der Feder L_n
G	MPa	Schubmodul
k		Spannungskorrekturfaktor
L_0	mm	Federlänge
L_1, L_2	mm	Nennlänge, zugeordnet den Federkräften F_1, F_2
L_H	mm	Abstand der Öseninnenkante vom Federkörper
L_K	mm	Länge des unbelasteten, mit Vorspannung gewickelten Federkörpers
L_n	mm	größte zulässige Länge der Feder, gemessen zwischen den Öseninnenkanten, zugeordnet der Federkraft F_n
m	mm	Hakenöffnungsweite
N		Lastspielzahl bis zum Bruch
n		Anzahl der federnden Windungen
n_t		Anzahl der Gesamtwindungen
R	N/mm	Federrate (Federkonstante)
R_m	MPa	Mindestwert der Zugfestigkeit
r_1	mm	Radius des Überganges von der Öse zum Federkörper
s	mm	Federweg
s_1, s_2	mm	Federwege, zugeordnet den Federkräften F_1, F_2
s_h	mm	Arbeitsweg (Hub) der Feder
s_n	mm	Federweg, zugeordnet der Federkraft F_n
W	Nmm	Federungsarbeit
w		Wickelverhältnis $w = D / d$
ρ	kg/dm ³	Materialdichte
$\sigma_{\text{Öse}}$	MPa	Biegespannung im Übergang der Deutschen Öse zum Federkörper
τ	MPa	nicht korrigierte Schubspannung (ohne Berücksichtigung des Einflusses der Drahtkrümmung)
τ_0	MPa	innere Schubspannung, zugeordnet der inneren Vorspannkraft F_0
τ_1, τ_2	MPa	nicht korrigierte Schubspannung, zugeordnet den Federkräften F_1, F_2

Formelzeichen	Einheit	Benennung
τ_k	MPa	korrigierte Schubspannung (unter Berücksichtigung des Spannungskorrekturfaktors k)
τ_{k1}, τ_{k2}	MPa	korrigierte Schubspannung, zugeordnet den Federkräften F_1, F_2
τ_{kh}	MPa	korrigierte Hubspannung, zugeordnet dem Hub s_h
τ_{kn}	MPa	korrigierte Schubspannung, zugeordnet der Federkraft F_n
τ_n	MPa	nicht korrigierte Schubspannung, zugeordnet der Federkraft F_n
$\tau_{Öse}$	MPa	Schubspannung im Übergang der Deutschen Öse zum Federkörper
τ_{zul}	MPa	zulässige Schubspannung

4.2 Begriffe

Zugfedern sind Schraubenfedern, die einer auf die Verlängerung der Feder gerichteten Axialkraft entgegenwirken. Dazu liegen in der Regel die Windungen des Federkörpers mit entsprechender Vorspannung eng aneinander (siehe Bild 4.1). Mit Windungsabstand gewickelte Zugfedern sind die Ausnahme (siehe Bild 4.2).

Zur Kraftübertragung sind die Enden des Zugfederkörpers mit Ösen, Haken oder ähnlichem ausgestattet. Mögliche Enden- und Ösenformen sind in Tafel 4.1 abgebildet. Kaltgeformte Zugfedern werden üblicherweise im Drahtdurchmesserbereich von $0,2 \text{ mm} \leq d \leq 16 \text{ mm}$ hergestellt.

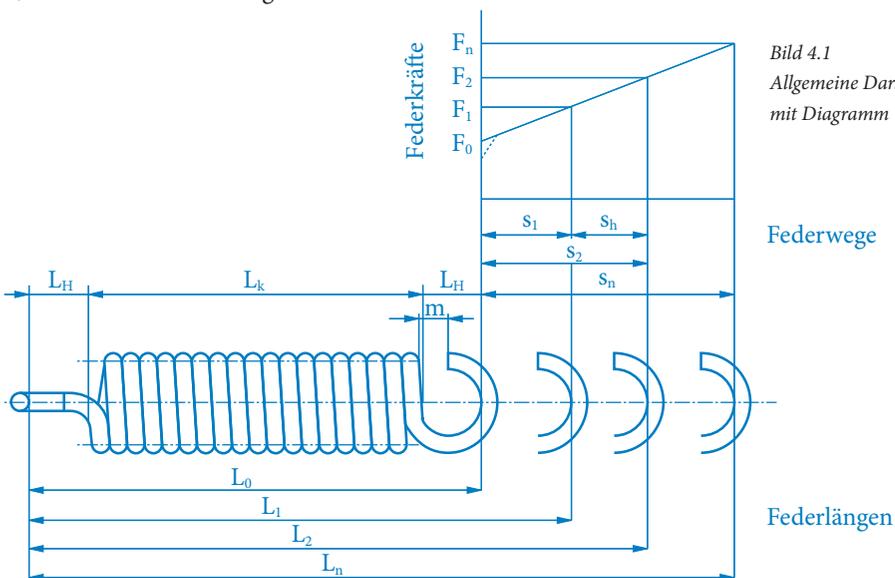


Bild 4.1
Allgemeine Darstellung einer Zugfeder
mit Diagramm

Bild 4.2
Zugfeder mit Windungsabstand



4.3 Statische Belastung

Federungsarbeit

$$W = \frac{1}{2} \cdot (F + F_0) \cdot s \quad (4.1)$$

Federrate

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{F - F_0}{s} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (4.2)$$

(mit $F_0 = 0$ für Federn ohne innere Vorspannkraft)

Federkraft

$$F = F_0 + R \cdot s = F_0 + \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (4.3)$$

(mit $F_0 = 0$ für Federn ohne innere Vorspannkraft)

Schubspannung, nicht korrigiert (ohne Berücksichtigung der Drahtkrümmung)

$$\tau = \frac{8 \cdot D \cdot F}{\pi \cdot d^3} \quad (4.4)$$

Zulässige Schubspannung

Für die Maximalkraft F_n sollte bei patentierten-gezogenen bzw. vergüteten Drähten $\tau_{zul} = 0,45 \cdot R_m$ angesetzt werden. Bei nicht-rostenden Federstählen wird $\tau_{zul} = 0,40 \cdot R_m$ empfohlen. Bei darüber hinaus gehenden Anforderungen empfehlen wir eine Beratung mit unserem Berechnungsservice.

Drahtdurchmesser

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot D \cdot F}{\pi \cdot \tau_{Ausl}}} \quad (4.5)$$

wobei: $\tau_{Ausl} \leq \tau_{zul}$

Anzahl der federnden Windungen

$$n = \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot (F - F_0)} \quad (4.6)$$

(mit $F_0 = 0$ für Federn ohne innere Vorspannkraft)

Federkörperlänge

$$L_k = (n_r + 1) \cdot d_{max} \quad (4.7)$$

Ungespannte Länge

$$L_0 = L_k + 2 \cdot L_H \quad (4.8)$$

Die bei Zugfedern durch die innere Vorspannkraft auftretende Werkstoffbeanspruchung wird innere Schubspannung genannt. Sie errechnet sich nach folgender Gleichung

Innere Schubspannung

$$\tau_0 = \frac{8 \cdot D \cdot F_0}{\pi \cdot d^3} \quad (4.9)$$

Für die herstellbare innere Vorspannkraft gelten folgende Beziehungen

$$\tau_{0zul} = \left(0,075 - 0,00375 \cdot \frac{D}{d} \right) \cdot R_m \quad (4.10)$$

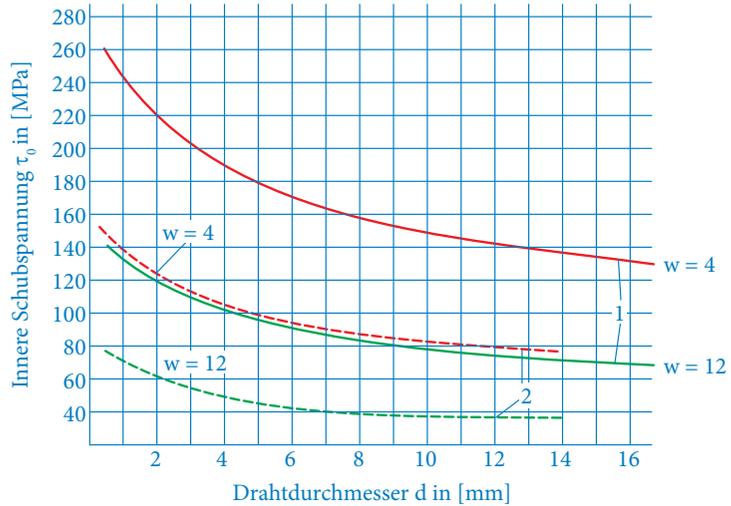
wobei: $\tau_0 \leq \tau_{0zul}$ und $D / d \leq 20$
(für die Fertigung auf Federwindemaschinen)

$$\tau_{0zul} = \left(0,135 - 0,00625 \cdot \frac{D}{d} \right) \cdot R_m \quad (4.11)$$

wobei: $\tau_0 \leq \tau_{0zul}$ und $D / d \leq 20$
(für die Fertigung auf einer Wickelbank bzw. Spezialmaschine)

Aus praktischen Versuchen wurden die im Bild 4.3 dargestellten Werte ermittelt, wobei sich die mit 1 gekennzeichneten Linien auf Spezialmaschinen beziehen, die mit 2 gekennzeichneten Linien werden auch auf Federwindemaschinen erreicht.

Bild 4.3
Diagramm für innere
Vorspannung [4.1]



Innere Vorspannkraft

Bei Federn mit innerer Vorspannkraft liegen die Windungen mit der Kraft F_0 fest aneinander

$$F_0 = F - s \cdot R = F - \frac{G \cdot d^4 \cdot s}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (4.12)$$

Die maximal zulässige innere Vorspannkraft ist abhängig von τ_{0zul} und kann entsprechend den nach Gleichung 4.10 bzw. 4.11 angenommenen inneren Schubspannungen wie folgt ermittelt werden

$$F_{0zul} = \frac{\left(0,075 - 0,00375 \cdot \frac{D}{d}\right) \cdot \pi \cdot R_m \cdot d^3}{8 \cdot D} \quad (4.13)$$

wobei: $F_0 \leq F_{0zul}$ und $D/d \leq 20$
(für die Fertigung auf Federwindemaschinen)

$$F_{0zul} = \frac{\left(0,135 - 0,00625 \cdot \frac{D}{d}\right) \cdot \pi \cdot R_m \cdot d^3}{8 \cdot D} \quad (4.14)$$

wobei: $F_0 \leq F_{0zul}$ und $D/d \leq 20$
(für die Fertigung auf einer Wickelbank bzw. Spezialmaschine)

Aus obigen Gleichungen ist klar ersichtlich, dass die Vorspannkraft vom Wickelverhältnis $w = D/d$ abhängt und mit steigendem Wickelverhältnis abnimmt. Zur Prüfung der Herstellbarkeit bei den ermittelten Werten der inneren Vorspannkraft sollten Sie sich mit unserem Berechnungsservice in Verbindung setzen.

Da bei Zugfedern relaxationsstabilisierende Maßnahmen (Recken usw.) nicht üblich sind, wird die Spannung τ_{zul} niedriger angesetzt als bei anderen torsionsbelasteten Federn. Der Setzverlust nach 10 Belastungen auf F_n bei Raumtemperatur kann folgendermaßen abgeschätzt werden:

Auslastung bei F_n	Setzverlust in [%]
$\tau_n / R_m < 0,35$	0
$0,35 \leq \tau_n / R_m < 0,40$	5
$0,40 \leq \tau_n / R_m < 0,45$	10
$\tau_n / R_m \geq 0,45$	> 10

Die dargestellte Übersicht gilt für unlegierte und niedrig legierte Stähle im angelassenen Zustand bei Raumtemperatur. Bei nichtrostenden Federstählen ist der Setzverlust jeweils 5 % höher anzusetzen.

Genauere Werte können mit Hilfe eines Setztests ermittelt werden. Hierzu sollten Sie Kontakt mit unserem Berechnungsservice aufnehmen.

Für die Deutsche Öse (siehe Bild 3 in Tafel 4.1) gilt:

Schubspannung in der Öse

$$\tau_{\text{Öse}} = \frac{2,5 \cdot F \cdot D \cdot (r_1 + 0,5 \cdot d)}{r_1 \cdot d^3} \quad (4.15)$$

Biegespannung in der Öse

$$\sigma_{\text{Öse}} = \frac{5 \cdot F \cdot D^2}{D_i \cdot d^3} \quad (4.16)$$

4.4 Dynamische Belastung

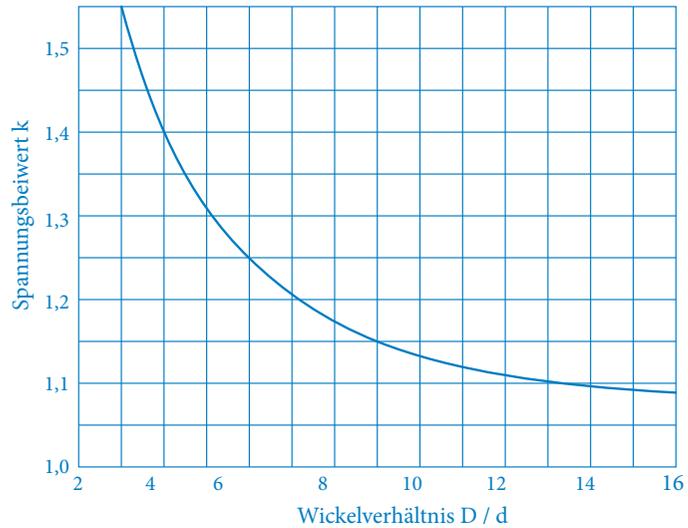
Bei dynamisch belasteten Zugfedern wird die Spannungsüberhöhung durch die Drahtkrümmung mit Hilfe des Spannungskorrekturfaktors berücksichtigt.

Relaxation

Beanspruchungen in der Öse

Bild 4.4
Spannungskorrekturfaktor [4.1]

Der Spannungskorrekturfaktor k kann aus Bild 4.4 ermittelt werden.



Näherungsweise berechnet man ihn nach Bergsträßer wie folgt

$$k = \frac{\frac{D}{d} + 0,5}{\frac{D}{d} - 0,75} \quad (4.17)$$

Korrigierte Schubspannung

$$\tau_k = k \cdot \tau \quad (4.18)$$

Korrigierte Hubspannung

$$\tau_{kh} = \tau_{k2} - \tau_{kl} \quad (4.19)$$

Dynamisch beanspruchte Federn werden nach der korrigierten Hubspannung (τ_{kh}) ausgelegt.

Im Gegensatz zu Druckfedern gibt es in der Literatur keine Zeit- bzw. Dauerfestigkeitsschaubilder für Zugfedern. Diese Tatsache ist auch darin begründet, dass Zugfedern eine große Vielfalt der Ösenformen aufweisen und beim Übergang vom Federkörper in die Öse eine Überlagerung von Torsions- und Biegespannungen auftritt. Die Höhe der resultierenden Spannung wird vom Abbiegeradius und der Ösenform (siehe Tafel 4.1) beeinflusst.

Hubspannungen von $\tau_{kh} < 250$ MPa gelten bei patentiert-gezogenem Federdraht der Sorte DH und einer Oberspannung von bis zu 800 MPa im Allgemeinen als unkritisch. Bei höheren Hubspannungen, höheren Oberspannungen, anderen Materialien oder Lastwechselzahlen größer 10^6 sollten Sie sich an unseren Berechnungsservice wenden. Dieser kann für die jeweilige Feder einschätzen, ob die geforderte Lebensdauer mit der vorliegenden Konstruktion erreicht wird und in welchem Umfang praktische Lebensdaueruntersuchungen zur Bestätigung der Auslegung notwendig sind. Diese Tests sollten möglichst unter realen Betriebsbedingungen durchgeführt werden.

4.5 Werkstoffauswahl

Zugfedern werden üblicherweise aus patentiert-gezogenem Federstahldraht (DIN EN 10270-1) hergestellt. Ist es notwendig, Zugfedern bei höheren Temperaturen einzusetzen, kann man ölschlussvergüteten Federstahldraht (DIN EN 10270-2) verwenden. Auch statisch sehr hoch aus-gelastete Zugfedern mit Einschraubstücken werden häufig aus diesem Material gefertigt.

Sollte ein Korrosionsschutz notwendig sein, so kann z. B. verzinkter patentiert-gezogener Federstahldraht (DIN EN 10270-1) oder nicht-rostender Federstahldraht (DIN EN 10270-3) eingesetzt werden. Auch ein Beschichten der Feder ist möglich.

Die oft gewünschte innere Vorspannkraft ist nur bei Verarbeitung federharter Werkstoffe möglich. Sollten in Ausnahmefällen geglähte Drähte verwendet oder die Federn warmgeformt werden, ist ein anschließendes Vergüten notwendig. In diesen Fällen ist keine Vorspannung möglich. Erfordert eine korrosionsschützende Beschichtung der Feder ein Einbrennen bei erhöhter Temperatur, kann es zu einer Reduzierung der Vorspannkraft kommen.

4.6 Herstellung

Zur Zugfederherstellung (siehe Abschnitt 11.2) sind seit dem ersten Drittel des vorigen Jahrhunderts auf dem Wickelprinzip beruhende Zugfederautomaten üblich. Bei dieser Technologie wird zunächst der Federkörper gewickelt und danach mit hydraulisch oder pneumatisch betriebenen Werkzeugen die Endenbearbeitung durchgeführt.

Eine andere Fertigungsmöglichkeit besteht im Winden der Zugfeder mit nachgeschalteten Stationen zum Aufstellen der Ösen.

Bild 4.5
Herstellung von Zugfedern



Erst seit Mitte der 70er Jahre des 20. Jahrhunderts hat sich mit Einführung der NC-Maschinen eine andere Technologie durchgesetzt. Bei dieser wird der Draht durch eine Patrone, die gleichzeitig zum Abschneiden dient, in die Bearbeitungsebene vorgeschoben. Beim Verlassen der Patrone kann der Draht in alle Richtungen gebogen werden. Hierbei erfolgt in der Regel zuerst das Anbiegen der ersten Öse, anschließend das Winden des Federkörpers und danach das Biegen der zweiten Öse. Als Letztes wird die Feder abgeschnitten.

Zur Erreichung der notwendigen inneren Vorspannkraft sind beim Winden bzw. Wickeln des Federkörpers dafür geeignete Werkzeuge bzw. Vorrichtungen einzusetzen. Das Anbiegen der Federenden kann sowohl mit Maschinen, Automaten oder Hilfswerkzeugen erfolgen.

Für die vollautomatische Herstellung von Zugfedern verfügt SCHERDEL über die unterschiedlichsten Automaten. Die nach der Kaltumformung notwendige Wärmebehandlung kann in Fließfertigung erfolgen.

Die Fertigungseinrichtungen und hochqualifizierte Mitarbeiter gewährleisten die Einhaltung von Qualitätsforderungen nach DIN 2097 und darüber hinausgehende Forderungen. Die notwendige Wärmebehandlung zum Spannungsabbau mindert natürlich die eingewickelte Vorspannkraft. Deshalb wird diese entsprechend dem Federwerkstoff und den Belastungsforderungen optimiert.

Zur Steuerung der Federkräfte während des Fertigungsprozesses nutzt der Federhersteller in Abhängigkeit von den vorgeschriebenen Größen einen Fertigungsausgleich.

Vorgeschriebene Größen:	Fertigungsausgleich durch:
Eine Federkraft, die zugehörige Länge der gespannten Feder und L_0	F_0 und D
Eine Federkraft, die zugehörige Länge der gespannten Feder und F_0	L_0 , n und d oder L_0 und D
Zwei Federkräfte und die zugehörigen Längen der gespannten Feder	L_0 , n und d oder F_0 und D

Es sollte immer ein Fertigungsausgleich gewählt werden.

4.7 Prüfungen

DIN 2097 enthält die Gütevorschriften für die Prüfung von Zugfedern.

Zur Prüfung der Federkräfte werden wie bei Druckfedern Federprüfwaagen verwendet. Vor der Belastungsprüfung ist die Zugfeder auf die Länge L_n bzw. L_2 auszuziehen und erst danach sind die Federkräfte F_1 , F_2 usw. bei den gespannten Längen L_1 , L_2 zu messen. Das Prüfdiagramm einer Zugfeder ist in Bild 4.6 abgebildet.

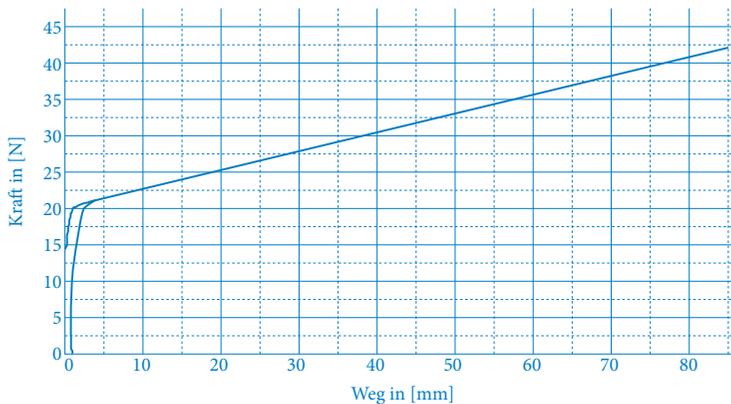


Bild 4.6
Prüfdiagramm einer Zugfeder

Wie aus Bild 4.6 hervorgeht, ist die Federkennlinie eine Gerade, deren Schnittpunkt mit der Ordinate die Vorspannkraft F_0 ergibt. Wenn neben den Federlängen L_1 und L_2 auch die Länge L_0 gemessen wird, kann F_0 rechnerisch ermittelt werden.

$$F_0 = F_1 - s_1 \cdot R = F_1 - \frac{(L_1 - L_0) \cdot (F_2 - F_1)}{L_2 - L_1} \quad (4.20)$$

Nimmt man entsprechend DIN 2097 für die Federwege das Verhältnis $s_2 = 2 \cdot s_1$ an, dann ergibt sich

$$F_0 = 2 \cdot F_1 - F_2 \quad (4.21)$$

Die ermittelte Vorspannkraft ist ein Mittelwert über alle Windungen des Federkörpers, kann aber von Windung zu Windung schwanken.

4.8 Anwendungen

Zur Übertragung der Federkraft, die zentrisch erfolgen sollte, sind verschiedene Federenden möglich. Tafel 4.1 zeigt einen Überblick über angebogene Ösen. Kostengünstig herstellbar sind die sogenannten ganzen deutschen Ösen, zentrisch (Bild 3 in Tafel 4.1) oder seitlich hochgestellt (Bild 5 in Tafel 4.1). Doppelte Ösen (Bild 4 bzw. 6 in Tafel 4.1) sind erforderlich, wenn die Gefahr des Aufziehens der Ösen besteht. Zur Überbrückung von Einbauräumen eignen sich Hakenösen (Bild 7 und 8 in Tafel 4.1). Hierbei ist zu beachten, dass die Hakenlänge $L_H > 2 \cdot D_i$ sein sollte. Neben den dargestellten einfachen Hakenösen sind aufgrund moderner Fertigungsautomaten alle möglichen Sonderformen herstellbar. Das gilt auch für Zugfedern mit Unterbrechungen im Federkörper oder für Zugfedern mit zwei parallelen Federkörpern. Unser Berechnungsservice unterstützt und berät Sie gerne bei derartigen Fragestellungen.

Je nach Windungszahl ergibt sich bei Zugfedern mit angebogenen Ösen eine Stellung der beiden Ösen zueinander. Für $n_1 = 12,25$ ergibt sich beispielsweise eine Ösenstellung von 90° . Einen Überblick hierzu enthält Tafel 4.2.

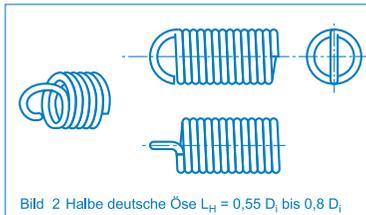


Bild 2 Halbe deutsche Öse $L_H = 0,55 D_i$ bis $0,8 D_i$

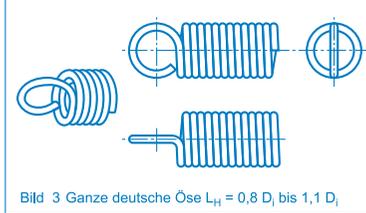


Bild 3 Ganze deutsche Öse $L_H = 0,8 D_i$ bis $1,1 D_i$

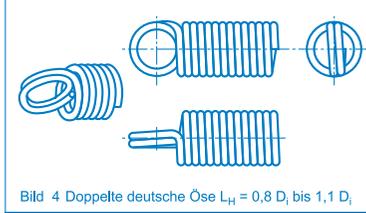


Bild 4 Doppelte deutsche Öse $L_H = 0,8 D_i$ bis $1,1 D_i$

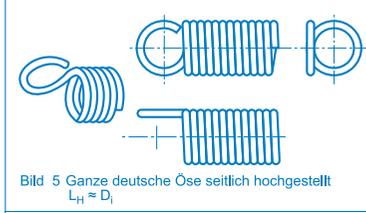


Bild 5 Ganze deutsche Öse seitlich hochgestellt
 $L_H \approx D_i$

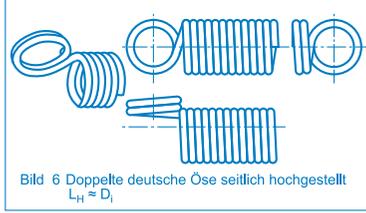


Bild 6 Doppelte deutsche Öse seitlich hochgestellt
 $L_H \approx D_i$

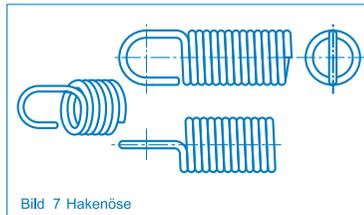


Bild 7 Hakenöse

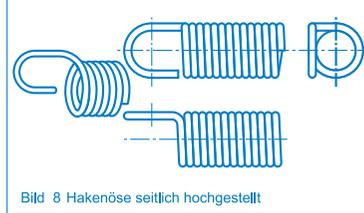


Bild 8 Hakenöse seitlich hochgestellt

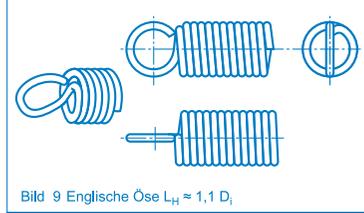


Bild 9 Englische Öse $L_H \approx 1,1 D_i$

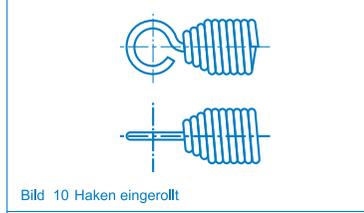


Bild 10 Haken eingerollt



Bild 11 Gewindebolzen eingerollt

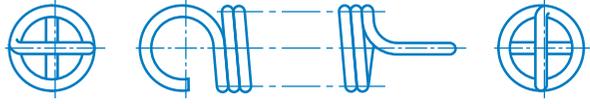
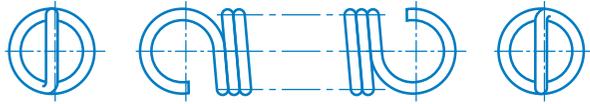
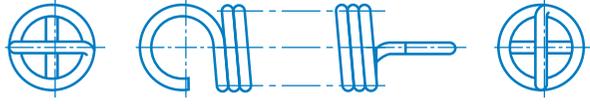
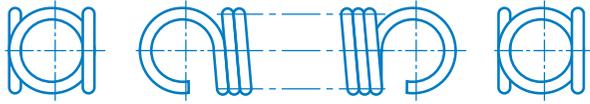
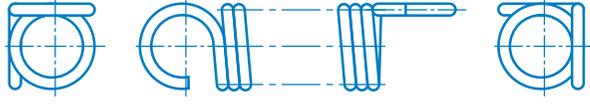
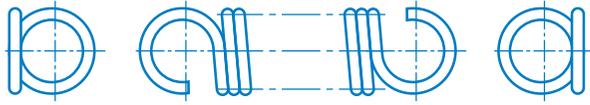
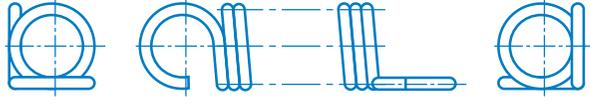
Tafel 4.1
Mögliche Endenformen von
Zugfedern nach DIN 2097

Tafel 4.2

Häufige Ösenstellungen bei Zugfedern

mit abgebogenen Ösen nach

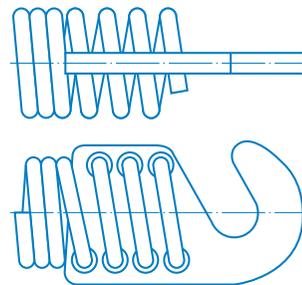
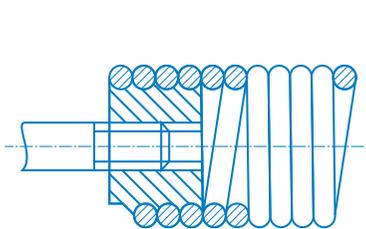
DIN EN 13906-2

Darstellung der Feder				
Ösenform nach Bild	Anzahl der Windungen nach dem Komma	Ösenöffnung gegenüber einander versetzt im Sinne der Rechtsschraube		
	3	...,00	(0)	0°
	3	...,25	(1/4)	90°
	3	...,50	(1/2)	180°
	3	...,75	(3/4)	270°
	5	...,50	(1/2)	0°
	3	...,75	(3/4)	90°
	5	...,00	(0)	180°
	5	...,25	(1/4)	270°

Wickelverhältnis, Windungszahl und Vorspannung beeinflussen die Streuungen der Ösenstellung. Eine Tolerierung entsprechend DIN 2097 sollte nur bei unbedingter Notwendigkeit und unter Berücksichtigung des Fertigungsausgleiches erfolgen (siehe Abschnitt 4.6).

Bei angebogenen Ösen oder Haken hat der Übergangsradius r_1 vom Federkörper zur Öse einen großen Einfluss auf die Werkstoffbeanspruchung und damit auf die Lebensdauer bei dynamischer Belastung. Daher sollte r_1 so groß wie möglich, auf jeden Fall $r_1 > 1,5 \cdot d$ gewählt werden (siehe auch Gleichung 4.15).

Für hohe dynamische Belastung sind angebogene Ösen nicht geeignet. Es empfiehlt sich die Anwendung von eingerollten Haken oder von eingerollten Gewindebolzen (Bild 10 und 11 in Tafel 4.1). Etwas ungünstiger verhalten sich gewindeähnliche Einschraubteile (Bild 4.7) bzw. eingeschraubte Bleche (Bild 4.8). Hier entstehen im Übergangsbereich zwischen nichtfedernder und erster federnder Windung oft Spannungsspitzen.



v. l. n. r.

Bild 4.7

Zugfederende mit Einschraubstück

Bild 4.8

Federblech zum Einschrauben

Für Ösen, deren Außendurchmesser theoretisch nicht größer als der Außendurchmesser des Federkörpers sein soll, ist fertigungstechnisch ein geringer Ösenüberstand über der Federkörper-Mantelfläche unvermeidbar. Wir halten die in DIN 2097 Punkt 3.2 angegebenen Richtwerte ein.

In der Regel ist der Federkörper von Zugfedern zylindrisch und es werden Wickelverhältnisse zwischen 4 und 12 bevorzugt. Bei größeren oder kleineren Wickelverhältnissen ist oft die kostengünstige Fertigung von Ösen und Haken nicht möglich. Prinzipiell sind jedoch auch andere Formen wie kegelige oder tonnenförmige Federkörper herstellbar.

Anfragen

Bitte beachten Sie bei der Anfrage die folgenden Hinweise:

- Ösenform und -stellung sollten zweifelsfrei in der Zeichnung angegeben werden.
- Ohne Angaben gelten Ösen als unausgeschnittene Ösen (Hakenöffnungswerte m nach Wahl des Herstellers) und die Ösenstellung als beliebig.
- Die innere Vorspannkraft sollte in der Regel nicht toleriert werden.

Anfrageformulare und Ansprechpartner sind auf www.federfibel.de zu finden.

4.9 Berechnungsbeispiel

Es wird nach einer Zugfeder mit Deutschen Ösen nach DIN EN 13906-2 gesucht.

Gegeben

1. Federkraft $F_1 = 60 \text{ N}$
2. Federkraft $F_2 = 120 \text{ N}$
3. Arbeitshub $s_h = 40 \text{ mm}$
4. Außendurchmesser $D_e \leq 12 \text{ mm}$
5. Federstahldraht nach DIN EN 10270-1-SH

Gesucht

- a) Dimensionierung
- b) Spannungsnachrechnung

Berechnung**a) Dimensionierung**

Angenommen wird zunächst eine Zugfestigkeit des Materials von 1900 MPa und ein Spannungsauslastungsfaktor von 0,45. Diese Werte ergeben eine Auslegungsspannung von etwa $\tau_{Ausl} = 850 \text{ MPa}$. Weiterhin wird ein mittlerer Federdurchmesser von $D = 10 \text{ mm}$ angenommen.

Aus Gleichung (4.5) ergibt sich

$$d = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} \cdot \frac{D}{\tau_{Ausl}} \cdot F_2} = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} \cdot \frac{10 \text{ mm}}{855 \text{ MPa}} \cdot 120 \text{ N}} = 1,47 \text{ mm}$$

Gewählt wird $d = 1,5 \text{ mm}$.

Durch Umstellung von Gleichung (4.2) ergibt sich mit

$$R = \frac{F_2 - F_1}{s_b} = \frac{120 \text{ N} - 60 \text{ N}}{40 \text{ mm}} = 1,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

die benötigte Windungszahl

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot R} = \frac{81500 \text{ MPa} \cdot (1,5 \text{ mm})^4}{8 \cdot (10 \text{ mm})^3 \cdot 1,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} = 34,3$$

Wichtig ist weiterhin die Ermittlung der möglichen inneren Vorspannkraft F_0 . Ihre Höhe hat Einfluss auf die minimale Einbaulänge L_1 .

Die bisher ermittelten Daten ergeben ein Wickelverhältnis von

$$w = \frac{D}{d} = \frac{10 \text{ mm}}{1,5 \text{ mm}} = 6,67$$

Nach Bild 4.3 kann dafür eine zulässige innere Schubspannung von ca. 100 MPa abgeschätzt werden. Genauer kann man dies nach Gleichung (4.10) berechnen.

Aus Gleichung (4.9) ergibt sich

$$F_0 = \frac{d^3 \cdot \pi \cdot \tau_{0zul}}{8 \cdot D} = \frac{(1,5 \text{ mm})^3 \cdot \pi \cdot 100 \text{ MPa}}{8 \cdot 10 \text{ mm}} = 13,2 \text{ N}$$

Zur Ermittlung der minimalen Einbaulänge L_1 wird die Federkörperlänge L_K benötigt.

$$L_K = (n + 1) \cdot d_{\max}$$

wobei sich d_{\max} aus dem Drahtdurchmesser und der dazugehörigen Toleranz ergibt.

Für $n = 34,3$ Windungen ergibt sich folgende Federkörperlänge

$$L_K = (34,3 + 1) \cdot (1,5 \text{ mm} + 0,02 \text{ mm}) = 53,656 \text{ mm} \text{ und gerundet}$$

$$L_K = 53,7 \text{ mm}$$

Die Länge der ungespannten Zugfeder ergibt sich aus Gleichung (4.8)

$$L_0 = L_K + 2 \cdot L_H = L_K + 2 \cdot 0,8 \cdot D_i$$

$$L_0 = 53,7 \text{ mm} + 2 \cdot 0,8 \cdot 8,5 \text{ mm} = 67,3 \text{ mm}$$

Aus Gleichung (4.3) wird durch Umstellung

$$s_1 = \frac{F_1 - F_0}{R} = \frac{60 \text{ N} - 13,2 \text{ N}}{1,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}}} = 31,1 \text{ mm}$$

Somit werden

$$L_1 = L_0 + s_1 = 67,3 \text{ mm} + 31,1 \text{ mm} = 98,4 \text{ mm}$$

und

$$L_2 = L_1 + s_h = 98,4 \text{ mm} + 40 \text{ mm} = 138,4 \text{ mm}$$

b) Spannungsnachrechnung

Nach Gleichung (4.4) wird

$$\tau_2 = \frac{8 \cdot D \cdot F_2}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot 10 \text{ mm} \cdot 120 \text{ N}}{\pi \cdot (1,5 \text{ mm})^3} = 905,87 \text{ MPa} \text{ und gerundet}$$

$$\tau_2 = 906 \text{ MPa}$$

Für $d = 1,5 \text{ mm}$ wird nach DIN EN 10270-1 und Sorte SH oder DH eine Mindestzugfestigkeit von $R_m = 2090 \text{ MPa}$ ermittelt. Die zulässige Schubspannung beträgt dann

$$\tau_{\text{zul}} = 0,45 \cdot R_m = 0,45 \cdot 2090 \text{ MPa} = 940,5 \text{ MPa}$$

Die Bedingung $\tau_2 \leq \tau_{\text{zul}}$ ist somit erfüllt.

Kapitel 5 Drehstabfedern



5.1 Formelzeichen

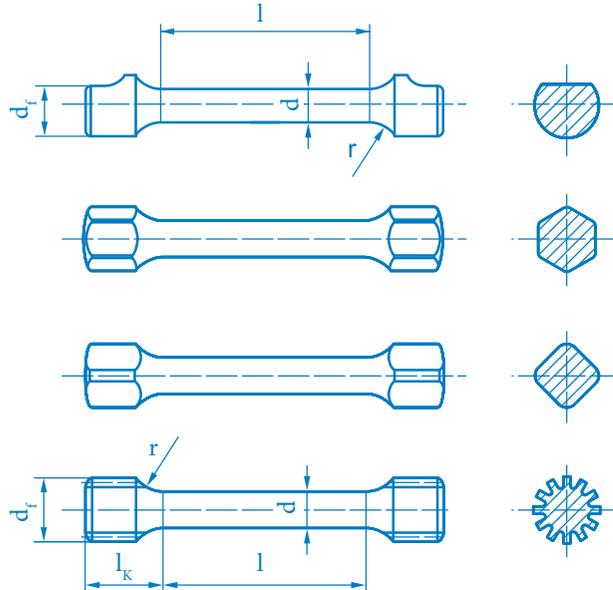
Formelzeichen	Einheit	Benennung
b	mm	Drahtbreite (nur bei Drehstabfeder aus Flachmaterial)
c_1		Faktor zur Berechnung von Trägheits- und Widerstandsmoment
c_2		Faktor zur Berechnung des Widerstandsmoments
d	mm	Drahtdurchmesser (nur bei Drehstabfeder aus rundem Querschnitt)
d_a	mm	Außendurchmesser der Aufnahme bei spanend bearbeiteten Drehstäben
d_f	mm	Aufnahmemmaß bei spanend bearbeiteten Drehstäben
d_R	mm	Durchmesser der Prüfstifte
E	MPa	Elastizitätsmodul
F_1	N	Die Kraft F_1 (am Hebelarm 1) ist die resultierende Kraft aus dem Federmoment M_1 und dem Hebelarm h_1
F_2	N	Die Kraft F_2 (am Hebelarm 1) ist die resultierende Kraft aus dem Federmoment M_2 und dem Hebelarm h_1
F_n	N	Die Kraft F_n (am Hebelarm 1) ist die resultierende Kraft aus dem Federmoment M_n und dem Hebelarm h_1
G	MPa	Gleitmodul
h	mm	Drahthöhe (nur bei Drehstabfeder aus Flachmaterial)
h_1	mm	Länge des bewegten Hebelarmes 1 (Kraftangriffspunkt)
h_2	mm	Länge des feststehenden Hebelarmes 2 (Kraftangriffspunkt)
I_t	mm ⁴	Torsionsträgheitsmoment
l	mm	Federnde Länge des geraden Stabes
l_g	mm	Gestreckte Länge der kompletten Drehstabfeder
l_K		Kopflänge bei spanend bearbeiteten Drehstäben
M	Nmm	Federmoment
M_1	Nmm	Dem Federmoment M_1 werden die Biegespannung σ_1 , die Torsionsspannung τ_1 und die Vergleichsspannung σ_{v1} zugeordnet
M_2	Nmm	Dem Federmoment M_2 werden die Biegespannung σ_2 , die Torsionsspannung τ_2 und die Vergleichsspannung σ_{v2} zugeordnet
M_n	Nmm	Dem Federmoment M_n werden die Biegespannung σ_n , die Torsionsspannung τ_n und die Vergleichsspannung σ_{vn} zugeordnet
N		Lastspielzahl bis zum Bruch
r	mm	Übergangsradius bei spanend bearbeiteten Drehstäben
r_1	mm	Biegeradius 1 innen, gibt den Abbiegeradius für Hebelarm 1 an
r_2	mm	Biegeradius 2 innen, gibt den Abbiegeradius für Hebelarm 2 an
R_{MR}	Nmm / °	Federmomentrate (Zunahme des Federmomentes je Grad Drehwinkel)
R_m	MPa	Mindestwert der Zugfestigkeit
W	Nmm	Federungsarbeit
W_t	mm ³	Torsionswiderstandsmoment
z		Anzahl geschichteter Drehstabfedern (nur bei Drehstabfeder aus Flachmaterial und ohne Hebelarme)

Formelzeichen	Einheit	Benennung
α	°	Drehwinkel
α_1	°	Dem Drehwinkel α_1 werden die Einbauposition ε_1 , das Federmoment M_1 sowie die Biegespannung σ_1 , die Torsionsspannung τ_1 und die Vergleichsspannung σ_{V1} zugeordnet
α_2	°	Dem Drehwinkel α_2 werden die Einbauposition ε_2 , das Federmoment M_2 sowie die Biegespannung σ_2 , die Torsionsspannung τ_2 und die Vergleichsspannung σ_{V2} zugeordnet
α_h	°	Der Arbeitshub / Arbeitswinkel ergibt sich aus der Differenz zwischen den Drehwinkeln α_1 und α_2 $\alpha_h = \alpha_2 - \alpha_1$
α_n	°	Dem Drehwinkel α_n werden die Einbauposition ε_n , das Federmoment M_n sowie die Biegespannung σ_n , die Torsionsspannung τ_n und die Vergleichsspannung σ_{Vn} zugeordnet
ε_0	°	Die freie Stellung ε_0 ist der Winkel zwischen den Mittellinien der Hebelarme der unbelasteten Drehstabfeder
ε_1	°	Einbauposition ε_1 der gespannten Drehstabfeder ist dem Drehwinkel α_1 zugeordnet $\varepsilon_1 = \varepsilon_0 + \alpha_1$
ε_2	°	Einbauposition ε_2 der gespannten Drehstabfeder ist dem Drehwinkel α_2 zugeordnet $\varepsilon_2 = \varepsilon_0 + \alpha_2$
ε_n	°	Einbauposition ε_n der gespannten Drehstabfeder ist dem Drehwinkel α_n zugeordnet $\varepsilon_n = \varepsilon_0 + \alpha_n$
ρ	kg / dm ³	Dichte
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_n$	MPa	Maximale Biegespannung, zugeordnet den Federmomenten M_1, M_2, M_n und den Federkräften F_1, F_2, F_n
$\sigma_{V1}, \sigma_{V2}, \sigma_{Vn}$	MPa	Maximale Vergleichsspannung, zugeordnet den Federmomenten M_1, M_2, M_n und den Federkräften F_1, F_2, F_n
σ_{VE}	MPa	Ertragbare Vergleichsspannung
τ_1, τ_2, τ_n	MPa	Torsionsspannung, zugeordnet den Federmomenten M_1, M_2, M_n
τ_h	MPa	Vorhandene Hubspannung
τ_H	MPa	Zulässige Hubspannung
τ_{zul}	MPa	Zulässige Spannung
φ_1	°	Biegewinkel, um den der Hebelarm 1 gebogen ist
φ_2	°	Biegewinkel, um den der Hebelarm 2 gebogen ist

5.2 Begriffe

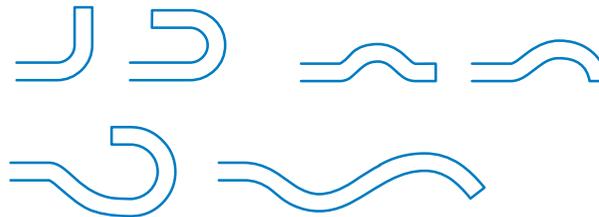
Drehstabfedern werden meist aus runden Querschnitten gefertigt. Während Drehstäbe nach DIN 2091 üblicherweise über speziell geformte Enden zur Einleitung des Federmoments verfügen (Bild 5.1), haben Drehstäbe aus Federstahldraht normalerweise abgebogene Federenden (Bild 5.2). Weiterhin ist es möglich, Drehstäbe aus Rohr (z. B. für Stabilisatoren) herzustellen. Drehstabfedern aus Flachmaterial können je nach Materialabmessung auch geschichtet werden.

Bild 5.1
Drehstabfedern mit Enden zum
formschlüssigen Einspannen [5.1]



Da in der Federindustrie hauptsächlich federharte Materialien zum Einsatz kommen, wird sich hier auf Drehstäbe mit den im Bild 5.2 dargestellten Endenformen beschränkt. Üblicherweise setzt man als Ausgangsmaterial Runddraht der Abmessungen $2 \text{ mm} \leq d \leq 8 \text{ mm}$ ein.

Bild 5.2
Federendenformen für Drehstäbe
aus Federdraht



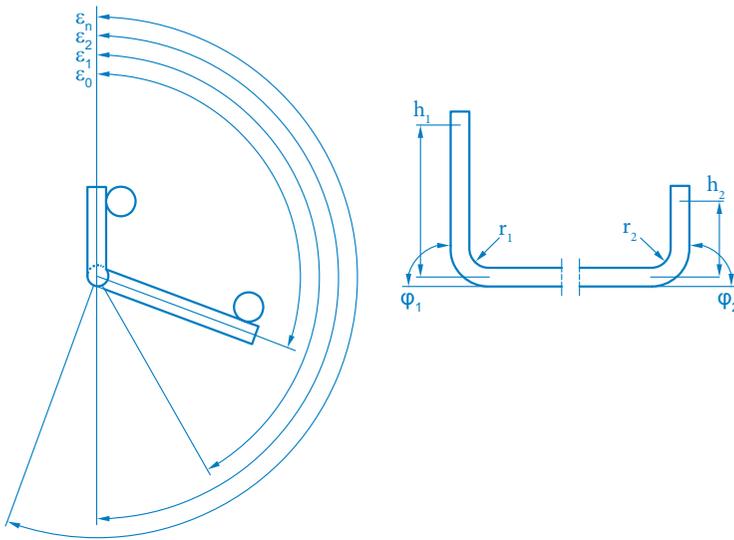


Bild 5.3
Allgemeine Darstellung eines Drehstabes
mit abgelenkten Enden

5.3 Statische Belastung

Torsionsträgheitsmoment

$$I_t = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (5.1)$$

Torsionswiderstandsmoment

$$W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (5.2)$$

Torsionsträgheitsmoment

$$I_t = c_1 \cdot b \cdot b^3 \quad (5.3)$$

Torsionswiderstandsmoment

$$W_t = \frac{c_1}{c_2} \cdot b \cdot h^2 \quad (5.4)$$

Für Rechteckmaterial ist die Drahtbreite b dabei die längere Seite,
also $b \geq h$

Runder Querschnitt

Flachmaterial

mit

$$c_1 = \frac{1}{3} \cdot \left(1 - \frac{0,630}{\frac{b}{h}} + \frac{0,052}{\left(\frac{b}{h}\right)^5} \right) \quad (5.5)$$

und

$$c_2 = 1 - \frac{0,65}{1 + \left(\frac{b}{h}\right)^3} \quad (5.6)$$

Für beide Querschnitte gültig

Federmomentrate

$$R_{MR} = \frac{M}{\alpha} = \frac{G \cdot I_t}{l \cdot 57,3^\circ} \quad (5.7)$$

Drehwinkel

$$\alpha = \frac{M}{R_{MR}} = \frac{M}{\frac{G \cdot I_t}{l \cdot 57,3^\circ}} \quad (5.8)$$

Federmoment

$$M = R_{MR} \cdot \alpha = \frac{G \cdot I_t}{l \cdot 57,3^\circ} \cdot \alpha \quad (5.9)$$

Federungsarbeit

$$W = \frac{M \cdot \alpha}{2 \cdot 57,3^\circ} = \frac{M^2 \cdot l}{2 \cdot G \cdot I_t} \quad (5.10)$$

Torsionsspannung

$$\tau = \frac{M}{W_t} \quad (5.11)$$

zulässige Spannung

$$\tau_{zul} = 0,5 \cdot R_m \quad (5.12)$$

5.4 Dynamische Belastung

Die zulässigen Spannungen bei dynamischer Beanspruchung hängen vom Werkstoff, der Federherstellung und der Belastungsrichtung ab.

Bei schwellender Belastung in einer Richtung ist ein Vorsetzen der Drehstäbe möglich. Dadurch wird eine Erhöhung der Dauerschwingfestigkeit erreicht. Wird noch eine Oberflächenverfestigung durch Kugelstrahlen vorgenommen, dann ist eine weitere Steigerung der Schwingfestigkeit möglich.

Bei schwellender Belastung kann in Abhängigkeit von der geforderten Lebensdauer für vorgesetzte Drehstabfedern der Drahtstärken $5,0 \text{ mm} \leq d \leq 8,0 \text{ mm}$ mit folgenden Spannungen gerechnet werden.

Lebensdauer in Lastspielen	zulässige Schwellspannung in [MPa]	
	bei Sorte DH	bei Sorte FDSiCr
10.000	650	700
40.000	590	650
100.000	500	610
200.000	440	540
400.000	385	470

Für ungesetzte Drehstabfedern sollten nur 75 % dieser Werte angesetzt werden.

Bei wechselnder Beanspruchung, d. h. Belastung der Drehstäbe in zwei Richtungen, kann die Auslegung der Drehstäbe auf der Basis der Torsionsschwellfestigkeit des Federwerkstoffes erfolgen. Ist diese nicht bekannt, kann man etwa mit 50 % der oben aufgeführten Spannungen rechnen.

5.5 Werkstoffauswahl

Für Drehstäbe verwendet man vorwiegend patentiert-gezogene Drähte der Sorten SM, SH, DM und DH nach DIN EN 10270-1 bzw. ölschlussvergüteten Federstahldraht FDSiCr nach DIN EN 10270-2.

Unter Beachtung der Federherstellung könnten auch korrosionsschutzgeschützte Drähte, wie z. B. verzinkt gezogene Drähte, zum Einsatz kommen.

Zulässige Spannungen

5.6 Herstellung

In Abhängigkeit von der Geometrie der Drehstabfedern können diese sowohl auf Biegekopfautomaten als auch auf Mehrschieberautomaten mit mechanischer oder CNC-Steuerung hergestellt werden. Durch die gut beherrschbaren Fertigungsprozesse, für die eine breite Palette von Automaten zur Verfügung steht, lässt sich eine sehr große Formenvielfalt kostengünstig herstellen.

Nach der Kaltumformung sollte ein Anlassen zum Spannungsabbau und zur Stabilisierung der Streckgrenze durchgeführt werden. Zur Erhöhung der Lebensdauer bei dynamisch beanspruchten Drehstabfedern können diese außerdem noch kugelgestrahlt bzw. vorgesetzt werden.

5.7 Prüfungen

Für die Federmomentprüfung ist eine Winkelbemaßung von der Federachse radial zu den Kraftangriffspunkten (Mitnehmern) notwendig (siehe Bild 5.3). Für die Ermittlung der Federmomente bzw. Federkräfte eignen sich die im Abschnitt 6.7 beschriebenen Drehfederprüfwaagen. Um die Messergebnisse der Federmomente nachvollziehen zu können und die Einbausituation realistisch darzustellen, sollte der Meßaufbau zwischen dem Federhersteller und dem Kunden abgestimmt werden.

5.8 Anwendungen

Drehstäbe aus rundem Federstahldraht

Drehstäbe aus Runddraht werden häufig zur Verstellung von Fahrzeugsitzen eingesetzt. Aus Kostengründen verwendet man für diese Teile Federstahldraht der Sorten SM oder SH nach DIN EN 10270-1. Zur Anbindung an die umliegenden Baugruppen werden Endenformen nach Bild 5.2 eingesetzt. Bei der Auswahl der Federenden sollte darauf geachtet werden, dass der Biegeradius die vom Drahthersteller genannten Werte zur Restumformbarkeit des Materials nicht unterschreitet. Üblich sind Innenbiegeradien in der Größenordnung der Drahtstärke.

Die genauen Werte finden Sie in Tabelle 11.1 im Abschnitt Federherstellung. Sollte es aus konstruktiven Gründen notwendig sein, mit kleineren Biegeradien zu arbeiten, gibt es entsprechende Sonderverfahren, für die aber spezielle Randbedingungen erfüllt sein müssen. In diesen Fällen sollte unser Berechnungsservice frühzeitig mit einbezogen werden.

Neben runden Drahtquerschnitten kann natürlich auch Draht mit quadratischem oder rechteckigem Querschnitt eingesetzt werden. Weiterhin ist es möglich, Drehstabpakete aus geschichteten Blechen herzustellen. Hierbei ist allerdings zu beachten, dass mit der Anzahl der Schichten auch die Hysterese zunimmt. Bei geschichteten Drehstäben ist das Anbiegen von Hebelarmen nicht üblich.

Zur Berechnung derartiger Bauteile wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

Bei Drehstäben aus Flachmaterial bzw. Drehstabpaketen kann der Materialquerschnitt so gewählt werden, dass eine formschlüssige Befestigung im Einbauteil ermöglicht wird.

Bitte beachten Sie bei der Anfrage die folgenden Hinweise:

- Es sind unbedingt eindeutige Zeichnungen mit den notwendigen Ansichten erforderlich.
- Die Bereitstellung eines Einbauteils ist oft zweckmäßig.

5.9 Berechnungsbeispiel

Gesucht wird eine Drehstabfeder mit zwei um 90° abgebogenen Enden zur Höhenverstellung eines Pkw-Vordersitzes. Aufgrund der kleinen Hebelarmlänge der Enden werden diese bei der Berechnung vernachlässigt.

1. Federmoment $M_2 = 60 \text{ Nm}$
2. Verdrehwinkel von ungespanntem Zustand zu maximal gespannter Feder (bei 60 Nm) $\alpha_2 = 50^\circ$
3. Federnde Länge $l = 350 \text{ mm}$
4. Federstahldraht Sorte SH nach DIN EN 10270-1
5. Arbeitshub $\alpha_h = 30^\circ$

- a) Dimensionierung
- b) Spannungsnachrechnung

a) Dimensionierung

Durch Umstellung der Gleichung (5.9) ergibt sich das Torsionsträgheitsmoment

$$I_t = \frac{M_2 \cdot l \cdot 57,3^\circ}{G \cdot \alpha_2} = \frac{60000 \text{ Nmm} \cdot 350 \text{ mm} \cdot 57,3^\circ}{81500 \text{ MPa} \cdot 50^\circ} = 295 \text{ mm}^4$$

Drehstäbe aus Flachdrähten und Blechen

Anfragen

Gegeben

Gesucht

Berechnung

und damit aus Gleichung (5.1) die Drahtstärke

$$d = \sqrt[4]{\frac{I_t \cdot 32}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{295 \text{ mm}^4 \cdot 32}{\pi}} = 7,4 \text{ mm}$$

Zur Berechnung des Federmoments M_1 wird der Verspannwinkel α_1 benötigt

$$\alpha_1 = \alpha_2 - \alpha_h = 50^\circ - 30^\circ = 20^\circ$$

Damit ergibt sich aus Gleichung (5.9)

$$M_1 = \frac{G \cdot I_t}{l \cdot 57,3^\circ} \cdot \alpha_1 = \frac{81500 \text{ MPa} \cdot 295 \text{ mm}^4}{350 \text{ mm} \cdot 57,3^\circ} \cdot 20^\circ$$

$$M_1 = 24000 \text{ Nmm} = 24 \text{ Nm}$$

b) Spannungsnachrechnung

Laut DIN EN 10270-1 ist für den Werkstoff SH mit $d = 7,4 \text{ mm}$ die Mindestzugfestigkeit $R_m = 1510 \text{ MPa}$.

Unter Verwendung der Gleichung (5.12) beträgt die zulässige Spannung hiermit

$$\tau_{zul} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 1510 \text{ MPa} = 755 \text{ MPa}$$

Als Torsionsspannung τ_2 ergibt sich nach Gleichung (5.11)

$$\tau_2 = \frac{M_2}{W_t} = \frac{60000 \text{ mm}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{60000 \text{ mm}}{\frac{\pi \cdot (7,4 \text{ mm})^3}{16}} = 754 \text{ MPa}$$

Da die vorhandene Torsionsspannung unterhalb der zulässigen liegt, ist die Auslegung mit $d = 7,4 \text{ mm}$ möglich!

Kapitel 6 Drehfedern



6.1 Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
A_D	mm	Grenzmaß des Windungsdurchmessers der unbelasteten Feder
a	mm	lichter Abstand zwischen den wirksamen Windungen der unbelasteten Feder
D	mm	mittlerer Windungsdurchmesser
D_d	mm	Arbeitsdorndurchmesser
D_e	mm	äußerer Windungsdurchmesser
$D_{e\alpha}$	mm	äußerer Windungsdurchmesser bei öffnender Verdrehung um den Winkel α
D_h	mm	Arbeitshülsendurchmesser
D_i	mm	innerer Windungsdurchmesser
$D_{i\alpha}$	mm	innerer Windungsdurchmesser bei schließender Verdrehung um den Winkel α
D_p	mm	Prüfdorndurchmesser
d	mm	Drahtdurchmesser
d_{\max}	mm	maximaler Drahtdurchmesser
d_R	mm	Durchmesser der Prüfstifte
E	MPa	Elastizitätsmodul
F	N	Federkraft
L_k	mm	Länge des unbelasteten, ohne Windungsabstand hergestellten Federkörpers
L_{ko}	mm	Länge des unbelasteten, mit Windungsabstand hergestellten Federkörpers
$L_{k\alpha}$	mm	Länge des um α verdrehten, ohne Windungsabstand hergestellten Federkörpers
l	mm	gestreckte Länge der Windungen des Federkörpers (ohne Schenkel)
M	Nmm	Federmoment
M_1, M_2	Nmm	Federmomente, zugeordnet den Drehwinkeln α_1, α_2
M_n	Nmm	höchstes zulässiges Federmoment, zugeordnet dem Drehwinkel α_n
N		Lastspielzahl bis zum Bruch
n		Anzahl der wirksamen Windungen
q		Spannungsbeiwert, abhängig vom Wickelverhältnis, berücksichtigt die ungleichmäßige Spannungsverteilung durch die Drahtkrümmung
R, R_1, R_2	mm	Hebelarme der Federkräfte
R_{MR}	Nmm/°	Federmomentrate (Zunahme des Federmomentes je Grad Drehwinkel)
R_m	MPa	Mindestwert der Zugfestigkeit
r_1, r_2, r_3	mm	innerer Abbiegeradius der Schenkel
w		Wickelverhältnis $w = D / d$

Formelzeichen	Einheit	Benennung
α	°	Drehwinkel
α'	°	korrigierter Drehwinkel bei einem abgelenkten langen, nicht fest eingespannten Schenkel
α''	°	korrigierter Drehwinkel bei einem tangentialen langen, nicht fest eingespannten Schenkel
$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_n$	°	Drehwinkel, zugeordnet den Federmomenten M_1, M_2, M_n
α_h	°	Schwingwinkel
α_{max}	°	größter Drehwinkel, der bei der Prüfung oder einmalig bei der Montage auftreten kann
α_n	°	höchster zulässiger Drehwinkel
β	°	Vergrößerung des Drehwinkels α infolge Durchbiegung eines abgelenkten langen, nicht fest eingespannten Schenkels
β'	°	Vergrößerung des Drehwinkels α infolge Durchbiegung eines tangentialen langen, nicht fest eingespannten Schenkels
$\bar{\delta}_0$	°	Schenkelwinkel bei Drehfedern mit Momentenvorgabe
ε_0	°	Mitnehmerwinkel der unbelasteten Feder
$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_n$	°	Mitnehmerwinkel zur Momentenmessung, zugeordnet den Drehwinkeln $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_n$
Φ_1, Φ_2, Φ_3	°	Abbiegewinkel
ρ	kg/dm ³	Dichte
σ	MPa	Biegespannung ohne Berücksichtigung der Drahtkrümmung (Faktor q)
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_n$	MPa	Biegespannung, zugeordnet den Federmomenten M_1, M_2, M_n
$\sigma_{q1}, \sigma_{q2}, \sigma_{qn}$	MPa	korrigierte Biegespannung, zugeordnet den Federmomenten M_1, M_2, M_n
σ_{qH}	MPa	zulässige Dauerhubfestigkeit im Dauerfestigkeitsschaubild
σ_{qh}	MPa	korrigierte Hubschpannung, zugeordnet dem Schwingwinkel α_h
σ_{qO}	MPa	korrigierte Oberspannung im Dauerfestigkeitsschaubild
σ_{qU}	MPa	korrigierte Unterspannung im Dauerfestigkeitsschaubild
σ_{zul}	MPa	zulässige Biegespannung

6.2 Begriffe

Drehfedern, oft auch als Schenkelfedern bezeichnet, sind räumlich gewickelte Biegefedern aus Federdraht, meistens mit einem zylindrischen Federkörper. An diesen schließen sich Schenkel, Haken oder Ösen zur Kraftübertragung an.

Sie gehören zur Gruppe der Schraubenfedern und wurden früher als gewundene Biegefedern bezeichnet. Neben einfachen Drehfedern mit nur einem Federkörper (siehe Bild 6.1) sind auch Formen mit zwei Federkörpern (siehe Bild 6.2) üblich. Diese sind durch eine sogenannte Haarnadel miteinander verbunden und werden auch Haarnadelfedern bzw. Doppeldrehfedern oder Doppelkörperdrehfedern genannt.

Bild 6.1
Einfache Drehfederformen [6.1]

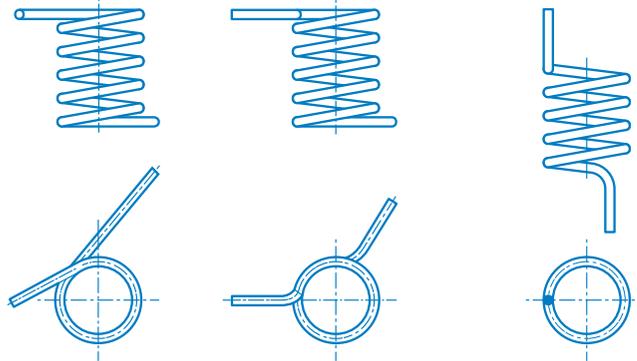
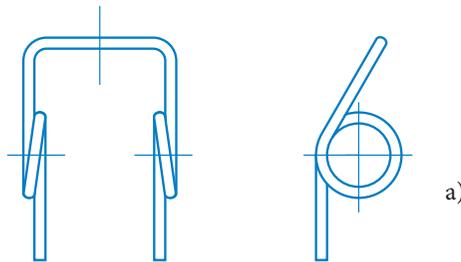


Bild 6.2
Doppeldrehfedern
a) ungünstig:

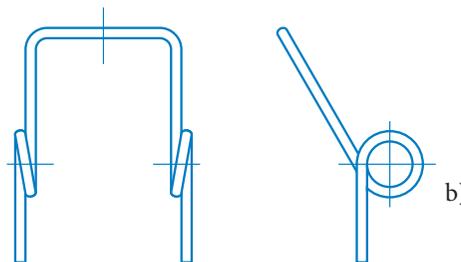
Windungen innerhalb der Haarnadel



Doppeldrehfedern

b) günstig:

Windungen außerhalb der Haarnadel



Je nach Einbauraum und Verwendung kann der Federkörper der Drehfeder mit oder ohne Windungsabstand ausgeführt werden.

6.3 Statische Belastung

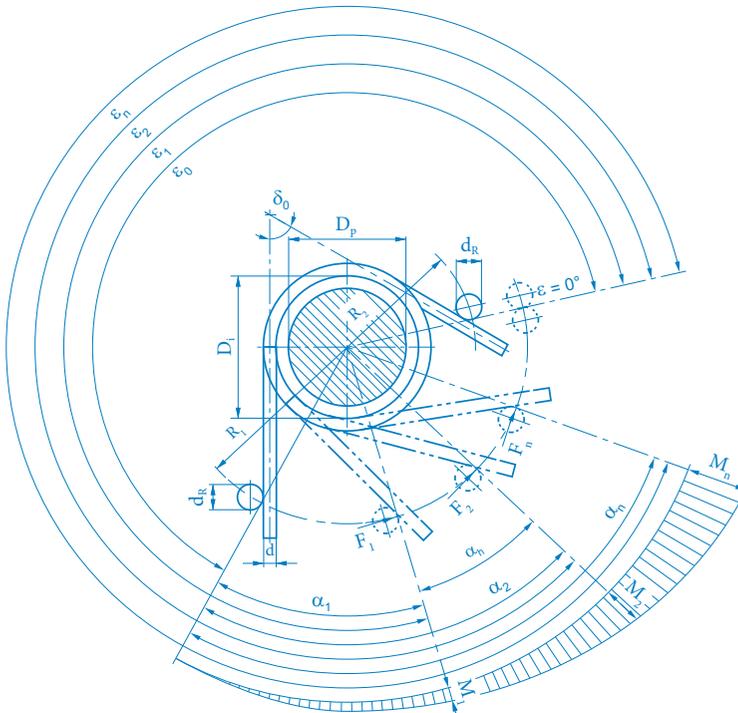


Bild 6.3

Drehfeder mit Federdiagramm

Abweichend von der Darstellung in DIN EN 13906-3 wird empfohlen, ε_0 so anzutragen, dass die Beziehung $\varepsilon_x = \varepsilon_0 + \alpha_x$ gilt. Damit vermeidet man negative ε_x -Werte, die bei der in der DIN genutzten Formel $\varepsilon_x = \varepsilon_0 - \alpha_x$ auftreten können.

Nachfolgende Gleichungen gelten für die Berechnung von Federn aus Runddraht und streng genommen nur für fest eingespannte Federenden, die kreisförmig geführt sind. Die bei Führung der Feder auf einem Dorn entstehende Reibung bzw. die Reibung zwischen den Windungen bei Drehfedern mit anliegenden Windungen findet keine Berücksichtigung.

Federmomentrate

$$R_{MR} = \frac{M}{\alpha} = \frac{d^4 \cdot E}{3667^\circ \cdot D \cdot n} \quad (6.1)$$

Federmoment

$$M = F \cdot R = \frac{d^4 \cdot E \cdot \alpha}{3667^\circ \cdot D \cdot n} \quad (6.2)$$

Drehwinkel

$$\alpha = \frac{3667^\circ \cdot D \cdot M \cdot n}{E \cdot d^4} \quad (6.3)$$

bei abgebogenem Schenkel

$$\alpha' = \alpha + \beta \quad (6.4)$$

$$\beta = \frac{48,68^\circ \cdot F \cdot (2 \cdot R - D)^3}{E \cdot R \cdot d^4} \quad (6.5)$$

bei tangentialem Schenkel

$$\alpha'' = \alpha + \beta' \quad (6.6)$$

$$\beta' = \frac{97,37^\circ \cdot F \cdot (4 \cdot R^2 - D^2)}{E \cdot d^4} \quad (6.7)$$

Biegespannung

$$\sigma = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad (6.8)$$

Biegespannung, korrigiert

$$\sigma_q = q \cdot \sigma \quad (6.9)$$

$$q = \frac{\left(\frac{D}{d} + 0,007\right)}{\left(\frac{D}{d} - 0,75\right)} \quad (6.10)$$

Veränderung der Windungsdurchmesser im belasteten Zustand:

Innendurchmesser bei schließender Belastung

$$D_{ia} = \frac{D \cdot n}{n + \frac{\alpha}{360^\circ}} - d \quad (6.11)$$

Außendurchmesser bei öffnender Belastung

$$D_{ea} = \frac{D \cdot n}{n - \frac{\alpha}{360^\circ}} + d \quad (6.12)$$

Länge des Federkörpers ohne Windungsabstand:

unbelastet

$$L_k \leq (n + 1,5) \cdot d_{max} \quad (6.13)$$

belastet

$$L_{ka} \leq \left(n + 1,5 + \frac{\alpha}{360^\circ} \right) \cdot d_{max} \quad (6.14)$$

Länge des Federkörpers mit Windungsabstand

$$L_{k0} \leq n \cdot (a + d_{max}) + d_{max} \quad (6.15)$$

Für statische Belastung beträgt die zulässige Biegespannung für das Federmoment M_n

Zulässige Spannungen

$$\sigma_{zul} = 0,7 \cdot R_m \quad (6.16)$$

Diese Festlegung gilt für eine Belastung in schließender Richtung, also in Wickelrichtung. Bei entgegengesetzter Belastung empfehlen wir die Kontaktaufnahme mit unserem Berechnungsservice.

6.4 Dynamische Belastung

Die im folgenden Abschnitt dargestellten Lebensdauerwerte gelten nur für schließende Belastung.

Bei der Berechnung dynamisch belasteter Federn muss der Spannungskorrekturfaktor q berücksichtigt werden. Die zulässige Hubspannung σ_{qH} kann man aus dem Dauerfestigkeitsschaubild (siehe Bild 6.4) ermitteln. Es gilt

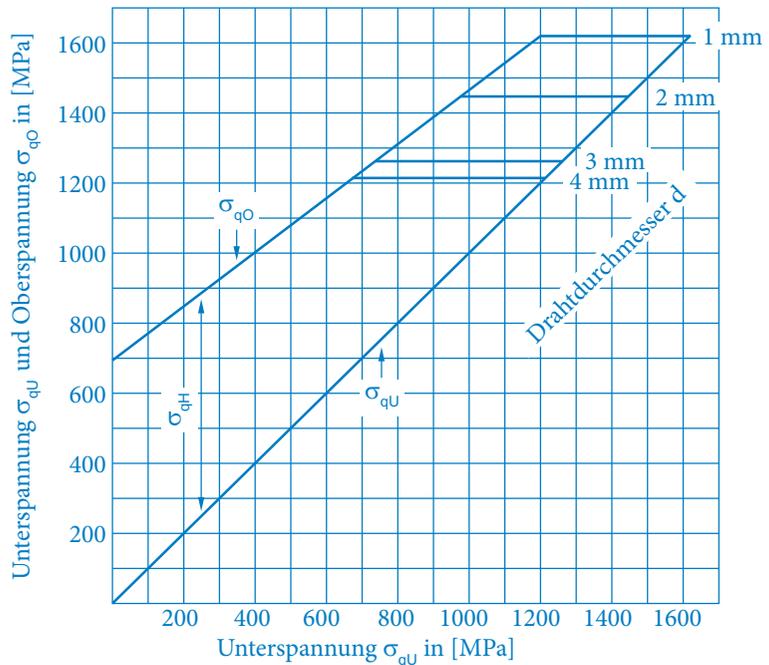
bei gegebenen $\sigma_{q1} = \sigma_{qU}$

muss $\sigma_{q2} \leq \sigma_{qO}$ sein,

dann ist auch $\sigma_{qh} \leq \sigma_{qH}$

Bei Drehfedern mit $d > 1,5$ mm kann durch Kugelstrahlen die Lebensdauer verbessert werden.

Bild 6.4
Dauerfestigkeitsschaubild für Drehfedern
aus Federstahldraht der Sorte DH nach
DIN EN 13906-3



6.5 Werkstoffauswahl

Für Drehfedern werden vorwiegend patentiert-gezogene Drähte der Sorten SM, SH, DM und DH nach DIN EN 10270-1 eingesetzt. Im verzinkten Zustand eignen sich diese Drähte auch für mittlere Korrosionsbelastungen.

Für korrosionsbeständige Drehfedern ist die Verwendung nicht-rostender Drähte nach DIN EN 10270-3 wie z. B. 1.4310 üblich. Andere Möglichkeiten sind im Abschnitt 11.8 beschrieben.

6.6 Herstellung

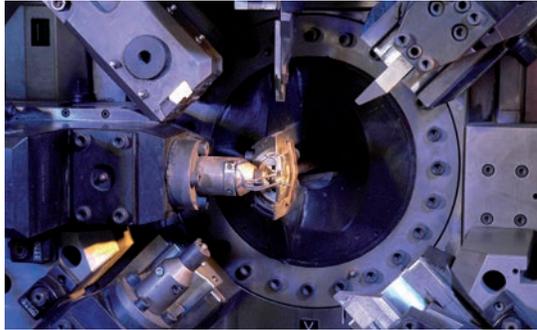
Zur Drehfederherstellung (siehe Abschnitt 11.2) sind seit dem ersten Drittel des vorigen Jahrhunderts auf dem Wickelprinzip beruhende Drehfederautomaten (auch als Schenkelfederautomaten bezeichnet) üblich. Bei dieser Technologie wird zunächst der Federkörper gewickelt und danach mit hydraulisch oder pneumatisch betriebenen Werkzeugen die Endenbearbeitung durchgeführt.

Eine andere Fertigungsmöglichkeit bestand in der Verwendung von Mehrschieberbiegeautomaten, bei denen ein Drehwerk das Wickeln des Federkörpers übernahm. Später kamen zentralradgesteuerte Biegeautomaten, z. B. des Systems Bihler^{®*}, zur Anwendung.

Seit Mitte der 70er Jahre des vergangenen Jahrhunderts hat sich eine andere Technologie durchgesetzt. Bei dieser wird der Draht durch eine Patrone, die gleichzeitig zum Abschneiden dient, in die Bearbeitungsebene vorgeschoben. Beim Verlassen der Patrone kann der Draht in alle Richtungen gebogen werden. Hierbei erfolgt in der Regel zuerst das Anbiegen des ersten Federschenkels, anschließend das Winden des Federkörpers und danach das Biegen des zweiten Federschenkels. Als Letztes wird die Feder abgeschnitten.

* Bihler ist ein Markenzeichen der Firma Otto Bihler Maschinenfabrik GmbH & Co. KG.

Bild 6.5
Herstellung von Drehfedern



Alternativ können Drehfedern mit tangential abstehenden Hebelarmen relativ kostengünstig auf Druckfederwindeautomaten mit Schenkelfedereinrichtung hergestellt werden. Für die vollautomatische Herstellung von Drehfedern verfügt SCHERDEL über die unterschiedlichsten Automaten. Die nach der Kaltumformung notwendige Wärmebehandlung kann in Fließfertigung erfolgen. Die Fertigungseinrichtungen und hochqualifizierte Mitarbeiter gewährleisten die Einhaltung der verschiedensten Qualitätsforderungen.

6.7 Prüfungen

Für die Federmomentprüfung ist eine Winkelbemaßung von der Federachse tangential zu den Kraftangriffspunkten (Mitnehmer) notwendig (siehe Bild 6.3).

Zur Messung der Federmomente von Drehfedern werden Drehfederwaagen (siehe Bild 6.6), auch als Torsiometer bezeichnet, verwendet. Bei Drehfedern mit Momentenvorgabe werden die Federmomente bei den Mitnehmerwinkeln ε_1 und ε_2 in Belastungsrichtung gemessen. Es ist nach Vereinbarung auch möglich, die Messung in Entlastungsrichtung durchzuführen oder die Mittelwerte aus den Messungen in Be- und Entlastungsrichtung zu ermitteln. Letzteres ist bei Federn zu empfehlen, deren Kennlinie aufgrund der Konstruktion eine Hysterese aufweist (siehe Bild 6.7).

Bild 6.6
Drehfederwaage Bauart SCHERDEL



Bei der Wahl des Führungsbolzens ist darauf zu achten, dass sich der Federinnendurchmesser bei schließender Belastung verkleinert. Da sich die Feder bei der Verdrehung nicht festziehen darf, sollte der belastete Innendurchmesser nach Gleichung 6.11 berechnet werden.

Bei der Prüfung von Federn mit Reibung können die Prüfergebnisse von der Beschaffenheit der Führungselemente und der Schmierung beeinflusst werden. Zur Vermeidung von Messfehlern sollten die gleichen Federaufnahmen sowohl beim Hersteller wie auch beim Abnehmer verwendet werden.

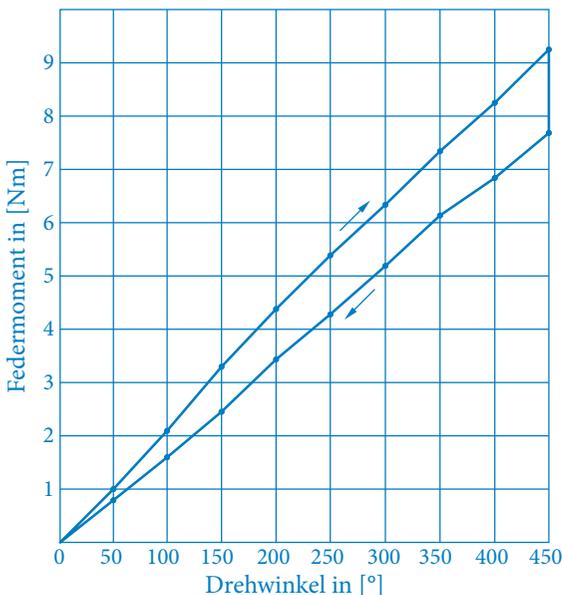


Bild 6.7

Kennlinie einer Drehfeder mit relativ großer Reibung

6.8 Anwendungen

Drehfedern werden in der Regel mit einem Wickelverhältnis w zwischen 4 und 16 hergestellt. Größere Wickelverhältnisse sind wohl möglich, jedoch oft mit Nachteilen wie ungleichmäßige Verformung, Überschnappen der Windungen usw. verbunden.

Der Einbau von Drehfedern ist oft aufgrund der spezifischen Eigenschaften problematisch. Die feste Einspannung beider Federschenkel (Beispiele sind in Bild 6.8 dargestellt) ist wegen hinreichender Reproduzierbarkeit der Kennlinie zu bevorzugen, erfordert jedoch die

exakte Bewegung des beweglichen Schenkels und eignet sich in der Regel nur für eine geringe Windungszahl. Weit verbreitet ist, besonders bei Federn mit einer großen Windungszahl, die Aufnahme der Drehfedern auf einem Führungsdorn (siehe Bild 6.9) oder in einer Führungshülse. Durch die zwischen Feder und Dorn auftretende Reibung treten Abweichungen zwischen der berechneten und der gemessenen Kennlinie auf. Außerdem muss darauf geachtet werden, dass ein ausreichendes Spiel zwischen dem Führungselement und dem Federinnendurchmesser besteht, weil sich dieser während der Belastung ändert.

Bild 6.8
Drehfedern mit fest eingespannten
Federenden

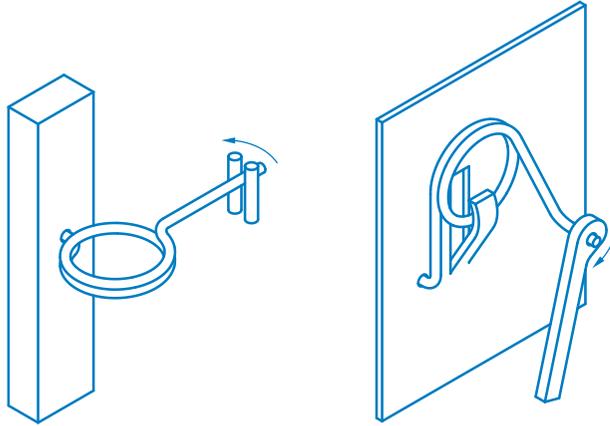
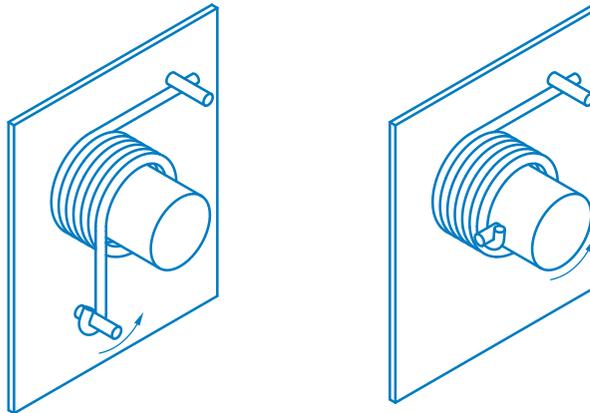


Bild 6.9
Drehfedern mit Führung des Feder-
körpers auf einem Dorn



Es ist anzustreben, dass der bewegte Schenkel fest eingespannt ist.

Um Reibung zwischen den Windungen zu vermeiden, werden Drehfedern oft mit Windungsabstand gefertigt. Kleine Windungsabstände sind allerdings nicht prozesssicher herstellbar. Tabelle 6.1 enthält Empfehlungen für den Mindestwindungsabstand.

$w = D / d$	$4 \leq w \leq 7$	$7 < w \leq 10$	$10 < w \leq 12$	$12 < w \leq 14$	$14 < w \leq 16$
a_{\min}	$0,4 \cdot d$	$0,7 \cdot d$	$1,0 \cdot d$	$1,3 \cdot d$	$1,6 \cdot d$

Tabelle 6.1

Mindestwerte für den Windungsabstand a bei Drehfedern

Eine andere Variante ist die Herstellung von Drehfedern mit eng anliegenden Windungen und geringer oder auch großer innerer Vorspannung (siehe auch Abschnitt 4.3). Die Reibung zwischen den Windungen hängt dann von der Höhe der inneren Vorspannung ab.

Allgemein kann festgestellt werden, dass die Größe der Reibung auch vom Oberflächenzustand beeinflusst wird. Eine gleitgünstige Beschichtung der Drahtoberfläche kann zur Minderung der Reibung beitragen.

Drehfedern können unterschiedlich lange Federschenkel aufweisen. Insbesondere bei langen Schenkeln beteiligen sich diese infolge Durchbiegung an der Federung. Der Drehwinkel unter Berücksichtigung der Schenkeldurchbiegung kann annähernd auch nach folgender Gleichung berechnet werden

$$\alpha_{1,2} = \frac{3667^\circ \cdot \left(D \cdot \pi \cdot n + \frac{R_1}{3} + \frac{R_2}{3} \right) \cdot M_{1,2}}{\pi \cdot E \cdot d^4} \quad (6.17)$$

Doppeldrehfedern (Bild 6.2) werden dann angewendet, wenn zwischen der Haarnadel und den Federenden eine symmetrische Belastung erzielt werden soll. Besonders bei Federn mit mehr als zwei Windungen pro Seite ist es fertigungstechnisch günstiger, wenn die Windungen außerhalb der Haarnadel liegen (Bild 6.2 b).

Sowohl Drehfedern wie auch Doppeldrehfedern werden nicht nur für die Aufnahme von Drehmomenten eingesetzt, sondern auch für die Aufnahme von Zug- bzw. Druckkräften. Hierbei gelten die im Abschnitt 6.3 dargestellten Aussagen nicht mehr und wir empfehlen für die exakte Berechnung die Anwendung der Finite-Elemente-Methode. Auch hierzu können Sie sich an unseren Berechnungsservice wenden.

Anfragen

Bitte beachten Sie bei der Anfrage die folgenden Hinweise:

- Die Windungsrichtung sollte auf der Zeichnung angegeben werden.
- Enden- (Schenkel-) formen sollten zweifelsfrei dargestellt sein.
- Bei Tolerierung von Federmomenten müssen Federaufnahmen und Prüfdorn angegeben werden.

Anfrageformulare und Ansprechpartner sind auf www.federfibel.de zu finden.

6.9 Berechnungsbeispiel

Gesucht wird ein Drehfederpaar zum Öffnen eines horizontal angeordneten Deckels mit einer Masse von 5 kg (Abstand der Gewichtskraft vom Mittelpunkt der Federachse 150 mm) in die vertikale Lage.

Gegeben

1. Aufnahmedorn $D_d = 20$ mm
2. Federinnendurchmesser $D_i = 22$ mm
3. Vorspannwinkel im offenen Zustand $\alpha_1 = 10^\circ$
4. Federhub $\alpha_h = 90^\circ$
5. Maximales Drehmoment $M_{2\text{ges}}$ im geschlossenen Zustand 30 % größer als das Gewichtsmoment $M_{2\text{ges}} = 1,3 \cdot M_{\text{ges}}$
6. Federstahldraht Sorte SH nach DIN EN 10270-1
7. Masse $m = 5$ kg
8. Hebelarm $R = 150$ mm

Gesucht

- a) Dimensionierung
- b) Spannungsnachrechnung

Berechnung**a) Dimensionierung**

Aus Gleichung (6.2) ergibt sich

$$M_{2\text{ges}} = 1,3 \cdot M_{\text{ges}} = 1,3 \cdot 5 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 150 \text{ mm} = 9564,8 \text{ Nmm}$$

d. h. für die einzelne Feder

$$M_2 = \frac{9564,8 \text{ Nmm}}{2} = 4782,4 \text{ Nmm}$$

Durch Umstellung von Gleichung (6.8) berechnet sich der Drahtdurchmesser wie folgt

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 4782,4 \text{ Nmm}}{3,14 \cdot 1200 \text{ MPa}}} = 3,43 \text{ mm}$$

Gewählt wird $d = 3,4 \text{ mm}$.

Mit

$$M_2 = 4782,4 \text{ Nmm}$$

und

$$\alpha_2 = \alpha_1 + \alpha_h = 10^\circ + 90^\circ = 100^\circ$$

ergibt sich die Momentenrate

$$R_{MR} = \frac{M_2}{\alpha_2} = \frac{4782,4 \text{ Nmm}}{100^\circ} = 47,824 \frac{\text{Nmm}}{^\circ}$$

Unter Verwendung von Gleichung (6.1) wird durch Umstellung

$$n = \frac{E \cdot d^4}{3667^\circ \cdot D \cdot R_{MR}}$$

$$n = \frac{206000 \text{ MPa} \cdot (3,4 \text{ mm})^4}{3667^\circ \cdot 25,4 \text{ mm} \cdot 47,824 \frac{\text{Nmm}}{^\circ}} = 6,18$$

Das Vorspannmoment M_1 der Drehfeder errechnet sich zu

$$M_1 = \alpha_1 \cdot R_{MR} = 10^\circ \cdot 47,824 \frac{\text{Nmm}}{^\circ} = 478,24 \text{ Nmm}$$

Da die Drehfeder schließend beansprucht wird, errechnet sich der gespannte Innendurchmesser nach Gleichung (6.11)

$$D_{ia} = \frac{D \cdot n}{n + \frac{\alpha}{360^\circ}} - d$$

$$D_{ia} = \frac{25,4 \text{ mm} \cdot 6,18}{6,18 + \frac{100^\circ}{360^\circ}} - 3,4 \text{ mm} = 20,9 \text{ mm}$$

Bei maximaler Verdrehung verringert sich der Federinnendurchmesser auf 20,9 mm. Das Spiel zum Aufnahmedorn ($D_d = 20 \text{ mm}$) ist ausreichend.

b) Spannungsnachrechnung

Für den gewählten Drahtdurchmesser ergibt sich nach DIN EN 10270-1 eine Mindestzugfestigkeit von 1790 MPa.

Die zulässige Biegespannung bei ruhender Belastung wird somit

$$\sigma_{zul} = 0,7 \cdot 1790 \text{ MPa} = 1253 \text{ MPa}$$

Mit $M_2 = 4782,4 \text{ Nmm}$ wird nach Gleichung (6.8)

$$\sigma_2 = \frac{32 \cdot 4782,4 \text{ Nmm}}{\pi \cdot (3,4 \text{ mm})^3} = 1240 \text{ MPa}$$

Die auftretende maximale Biegespannung ist somit kleiner als die zulässige Biegespannung.

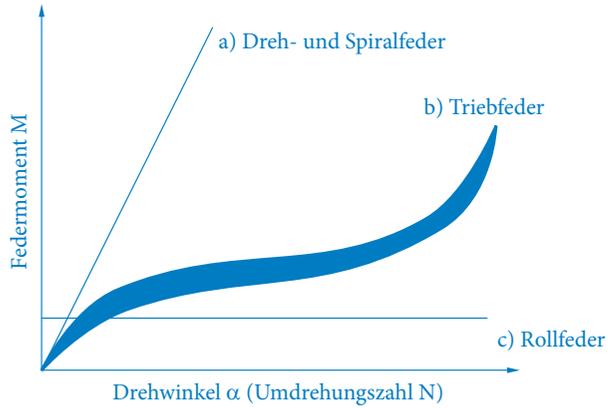
Kapitel 7 **Spiralfedern**



7.1 Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
a	mm	Windungsabstand
b	mm	Breite des Federbandes
D	mm	Gehäuseinnendurchmesser
d	mm	Achsdurchmesser (Federdorn)
E	MPa	Elastizitätsmodul
F	N	Federkraft
I	mm ⁴	Trägheitsmoment
l_w	mm	wirksame Bandlänge
M	Nmm	Drehmoment
M_1, M_2	Nmm	Drehmomente, zugeordnet den Drehwinkeln α_1, α_2
N		(Federhaus) Umdrehung bei Triebfedern
n		Windungsanzahl
n_0		Windungen der Triebfeder im freien Zustand
n_1		(im Federhaus) abgelaufene Windungen der Triebfeder
n_2		(auf dem Federbolzen) aufgezogene Windungen der Triebfeder
R_1	mm	Hebelarm der Federkraft bei Spiralfedern
R_2	mm	Mittlerer Halbmesser der ersten federnden Windung (innen) bei entspannter Spiralfeder bzw. vorgespannter Triebfeder; bei Triebfedern: $R_2 = R_3 - t \cdot n_1$
R_3	mm	Mittlerer Halbmesser der letzten federnden Windung (außen) bei entspannter Spiralfeder bzw. vorgespannter Triebfeder; bei Triebfedern: $R_3 = (D - t) / 2$; bei Rollfedern: Halbmesser der Vorratsrolle
R_4	mm	Mittlerer Halbmesser der ersten federnden Windung (innen) bei gespannter Triebfeder; bei Triebfedern: $R_4 = (d + t) / 2$; bei Rollfedern: Halbmesser der Arbeitsrolle
R_5	mm	Mittlerer Halbmesser der letzten federnden Windung (außen); bei gespannter Triebfeder: $R_5 = R_4 + t \cdot n_2$
R_{MR}	Nmm/°	Federmomentrate bei Spiralfedern mit Windungsabstand
R_m	MPa	Mindestwert der Zugfestigkeit
r	mm	Radius des Mitnehmerstifts
r_0	mm	Krümmungsradius des Bandes bei Rollfedern
t	mm	Banddicke
$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_n$	°	Drehwinkel, zugeordnet den Federmomenten M_1, M_2, M_n
ε_0	°	Mitnehmerwinkel der unbelasteten Feder
$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_n$	°	Stellung der Federenden zueinander, zugeordnet den Drehwinkeln $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_n$
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_n$	MPa	Biegespannung, zugeordnet den Federmomenten M_1, M_2, M_n
σ_{zul}	MPa	zulässige Biegespannung
σ_h	MPa	Hubspannung bei dynamischer Belastung

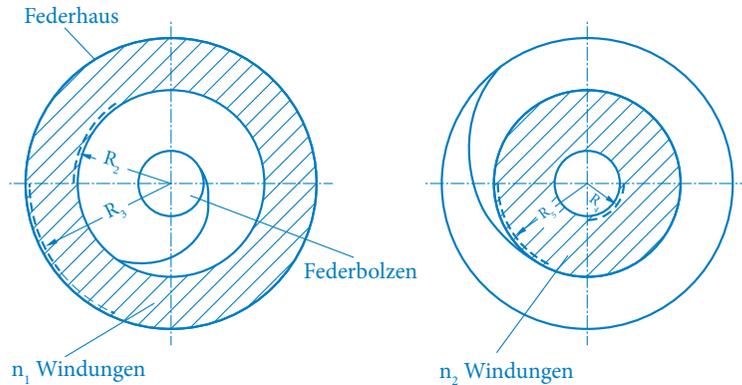
Bild 7.2
Kennlinienvergleich von Dreh-, Spiral- und Rollfedern [7.5]



Triebfedern, auch als Aufzugsfedern oder Spiralfedern ohne Windungsabstand bezeichnet, haben im ungespannten Zustand auch Zwischenräume zwischen den Windungen (Bild 7.4). Sie werden jedoch in der Regel in einem Gehäuse eingebaut (Bild 7.3) und damit ohne Windungsabstand ausgeliefert.

Triebfedern eignen sich für große Drehwinkel bis ca. 20 Umdrehungen, in speziellen Fällen auch darüber, wobei sie ebenfalls eine drehwinkelabhängige Momentenänderung aufweisen. Je nach Belastungsverlauf und Federcharakteristik kann eine mehr oder weniger große Reibung auftreten.

Bild 7.3
Darstellung von Triebfedern im Gehäuse, vorgespannt und maximal gespannt [7.6]



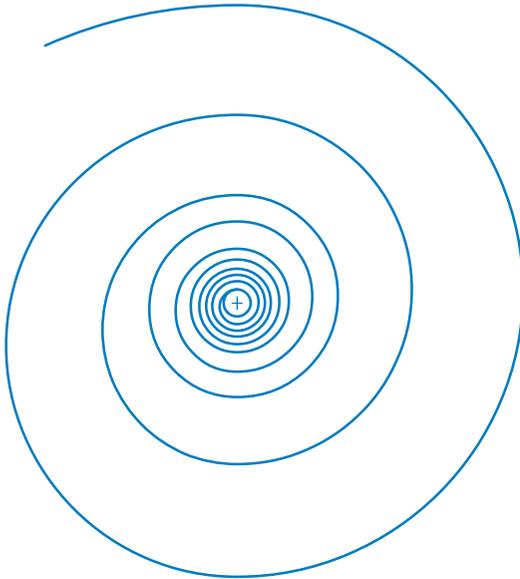


Bild 7.4

Freie Form einer Triebfeder [7.6]

Rollfedern besitzen aufgrund einer speziellen Herstellungstechnologie ein Windungspaket mit konstanter Bandkrümmung, die aber auch gesteuert variiert werden kann. Dieses Windungspaket (siehe Bild 7.5) erlaubt eine nahezu horizontale Federkennlinie. Die Rollfeder kann sowohl als Antriebsfeder, wozu man zwei Rollen benötigt (Rollfeder-A-Motor siehe Bild 7.6 und Rollfeder-B-Motor siehe Bild 7.7), auch als Zug- oder Druckfeder (siehe Bild 7.18) eingesetzt werden.

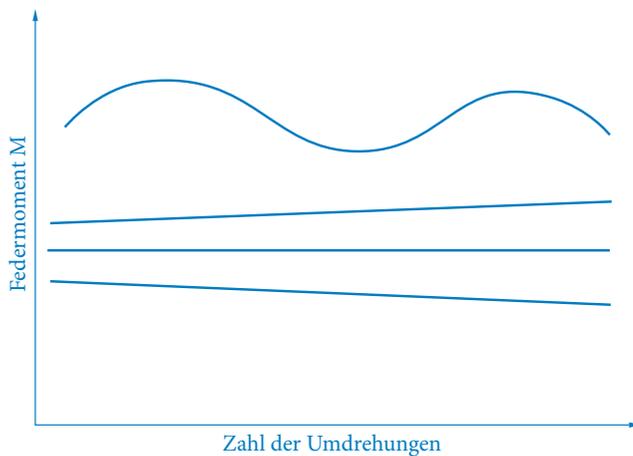


Bild 7.5

Beispiele für Kennlinien von Rollfedern [7.6]

Bild 7.6
Rollfeder-A-Motor [7.6]

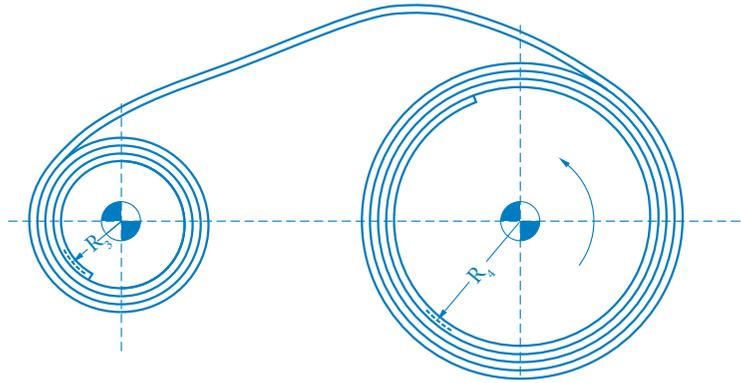
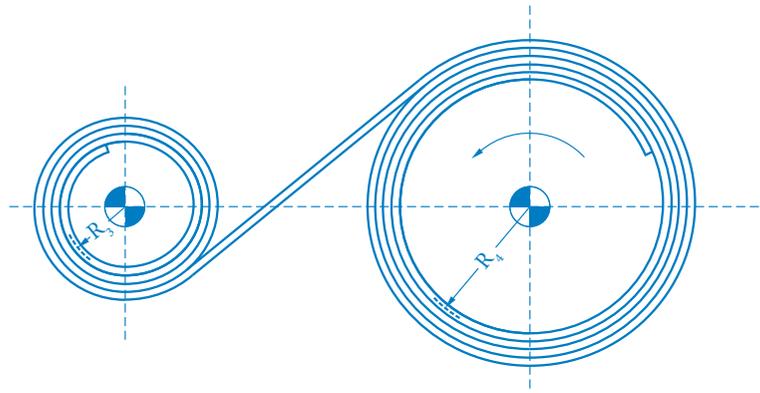


Bild 7.7
Rollfeder-B-Motor [7.6]



7.3 Statische Belastung

Spiralfedern mit Windungsabstand

Die nachfolgenden Berechnungsgleichungen gelten für Spiralfedern (Bild 7.1) mit fest eingespanntem äußerem Ende. Eine weitere Bedingung ist, dass sich die Windungen nicht berühren und damit die Reibung zwischen ihnen vernachlässigt werden kann. Für andere Einbaufälle ist eine Berechnung mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) zu empfehlen. Bitte nutzen Sie dazu unseren Berechnungsservice.

Federmomentrate

$$R_{MR} = \frac{M}{\alpha} = \frac{E \cdot b \cdot t^3}{690^\circ \cdot l_w} \quad (7.1)$$

Drehmoment

$$M = \frac{E \cdot I \cdot \alpha}{57,3^\circ \cdot l_w} = \frac{E \cdot b \cdot t^3 \cdot \alpha}{690^\circ \cdot l_w} \quad (7.2)$$

Linearität zwischen Drehmoment und Drehwinkel ist nur vorhanden, wenn die gesamte federnde Länge l_w über den kompletten Arbeitsbereich wirksam ist und keine Reibung auftritt.

Biegespannung

$$\sigma = \frac{6 \cdot M}{b \cdot t^2} \quad (7.3)$$

federnde Länge

$$l_w = \frac{(R_3^2 - R_2^2) \cdot \pi}{t + a} \quad (7.4)$$

$$l_w = (R_3 + R_2) \cdot \pi \cdot n \quad (7.5)$$

Außenhalbmesser

$$R_3 = R_2 + n \cdot (t + a) \quad (7.6)$$

Berechnungsgleichungen für Triebfedern (Bild 7.3) sind nur für einen Grobentwurf anwendbar. Zur Ermittlung der exakten Federdaten sollten Sie Kontakt zu unserem Berechnungsservice aufnehmen.

Spiralfedern ohne Windungsabstand (Triebfedern)

Drehmoment

$$M = \frac{E \cdot b \cdot t^3 \cdot \pi \cdot (n_2 - n_0)}{6 \cdot l_w} \quad (7.7)$$

Hierbei sind n_0 die Windungen der freien Feder.

Biegespannung

$$\sigma = \frac{6 \cdot M}{b \cdot t^2} \quad (7.8)$$

federnde Länge

$$l_w = (R_2 + R_3) \cdot \pi \cdot n_1 = (R_4 + R_5) \cdot \pi \cdot n_2 \quad (7.9)$$

Windungszahl, abgelaufen

$$n_1 = \frac{R_3 - R_2}{t} \quad (7.10)$$

$$n_1 = \frac{R_3}{t} \cdot \left(1 - \sqrt{1 - \frac{t \cdot l_w}{\pi \cdot R_3^2}} \right) \quad (7.11)$$

Windungszahl, aufgezogen

$$n_2 = \frac{R_5 - R_4}{t} \quad (7.12)$$

$$n_2 = \frac{R_4}{t} \cdot \left(\sqrt{1 + \frac{t \cdot l_w}{\pi \cdot R_4^2}} - 1 \right) \quad (7.13)$$

(Federhaus-) Umdrehungen

$$N = n_2 - n_1 \quad (7.14)$$

Innenhalbmesser des abgelaufenen Windungspaketes

$$R_2 = R_3 - n_1 \cdot t \quad (7.15)$$

Außenhalbmesser des aufgezogenen Windungspaketes

$$R_5 = R_4 + n_2 \cdot t \quad (7.16)$$

Rollfedern

Die nachfolgenden Berechnungsgleichungen für das Drehmoment sind Näherungsgleichungen, die die Änderung des tatsächlichen Aufwickeldurchmessers in Abhängigkeit von der Umdrehungszahl nicht berücksichtigen. Sie sind somit nur für den Grobentwurf geeignet. Für genauere Werte nutzen Sie bitte unseren Berechnungsservice.

Darstellung siehe Bild 7.6

Drehmoment

$$M = \frac{E \cdot b \cdot t^3 \cdot \left(\frac{1}{R_3} - \frac{1}{R_4} \right)^2 \cdot R_4}{26,4} \quad (7.17)$$

Biegespannung

$$\sigma = \frac{E \cdot t}{2 \cdot r_0} \quad (7.18)$$

Darstellung siehe Bild 7.7

Drehmoment

$$M = \frac{E \cdot b \cdot t^3 \cdot \left(\frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} \right)^2 \cdot R_4}{26,4} \quad (7.19)$$

Biegespannung

$$\sigma = \frac{E \cdot t \cdot (r_0 + R_4)}{2 \cdot r_0 \cdot R_4} \quad (7.20)$$

Darstellung siehe Bild 7.8

Federkraft

$$F = \frac{E \cdot b \cdot t^3}{26,4 \cdot r_0^2} \quad (7.21)$$

Biegespannung

$$\sigma = \frac{E \cdot t}{2 \cdot r_0} \quad (7.22)$$

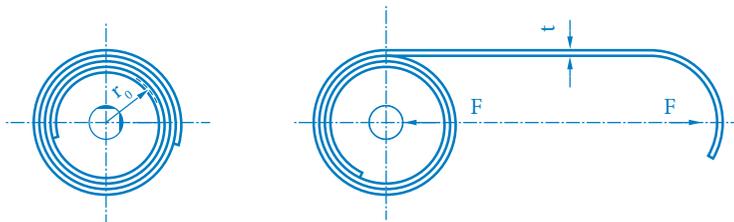


Bild 7.8
Roll-Zugfeder

Rollfeder-A-Motor

Rollfeder-B-Motor

Roll-Zugfeder

Zulässige Spannungen

Allgemein wird für statisch belastete Spiralfedern (mit Windungsabstand) die zulässige Biegespannung wie folgt definiert

$$\sigma_{bzul} = 0,75 \cdot R_m \quad (7.23)$$

Je nach Werkstoffart und Fertigungstechnologie sind bei Vorhandensein eines speziellen Eigenspannungszustandes höhere Biegespannungen möglich. Unser Berechnungsservice unterstützt und berät Sie bei derartigen Fragestellungen gerne.

Triebfedern sind nur aus federharten Werkstoffen herstellbar, so dass aufgrund ihres günstigen Eigenspannungszustandes Biegespannungen in der Höhe der Zugfestigkeit R_m üblich sind.

Statisch belastete Rollfedern sind ebenso hoch auslastbar. Ihre Funktion ist auch sicher, wenn folgende Grenzen für das Krümmungsverhältnis r_0 / t eingehalten werden:

bei Motoren

$$\frac{r_0}{t} > 50 \quad (7.24)$$

bei Zugfedern

$$\frac{r_0}{t} > 35 \quad (7.25)$$

7.4 Dynamische Belastung

In der Regel sind Spiralfedern nur zeitfest und nicht dauerfest. Um eine dauerfeste Spiralfeder zu erhalten, sind spezielle Vorkehrungen erforderlich, die nicht bei jeder Konstruktion bzw. Ausführungsart möglich sind. Aus diesem Grunde ist bei dynamisch belasteten Spiralfedern eine Kontaktaufnahme mit unserem Berechnungsservice schon im Entwicklungsstadium unbedingt erforderlich.

Bei Spiralfedern (mit Windungsabstand) ist die Lebensdauer noch am leichtesten abschätzbar, wenn sich während des Arbeitshubes die Windungen nicht berühren. Man kann dann die auftretende Hubspannung mit der Dauerhubfestigkeit des Federwerkstoffes vergleichen. Für vergütete Federmaterialien kann man bei Fehlen eines geeigneten Dauerfestigkeitsschaubildes einen Wert von 400 MPa ansetzen. Die tatsächlich erreichbare Lebensdauer ist allerdings von vielen Faktoren, wie der Gestaltung und Befestigung der Federenden, der Kantenform und der Oberflächenbeschaffenheit des Federmaterials sowie der

Fertigungstechnologie abhängig. Weitere Einflussfaktoren sind die Reibung zwischen den Windungen sowie die Schmierung.

Von Triebfedern wird oft eine Mindestlebensdauer von 2500 bis 25000 Lastspielen, selten darüber verlangt. Bild 7.9 zeigt den Einfluss der Biegespannung auf die Lebensdauer.

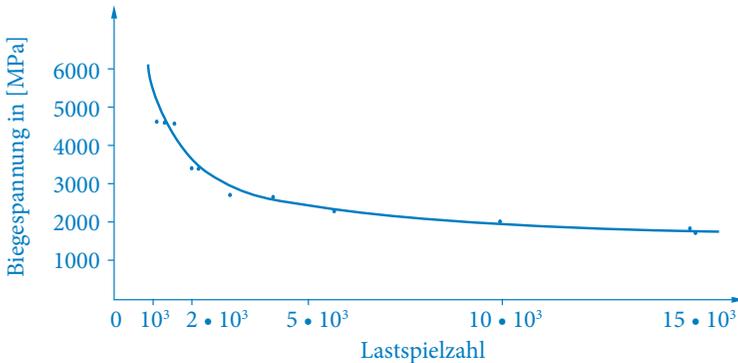


Bild 7.9
Einfluss der Biegespannung auf die Lebensdauer von Triebfedern aus Mk 101 [7.3]

Um eine hohe Lebensdauer zu erreichen, wird Folgendes empfohlen:

- einen möglichst großen Kerndurchmesser wählen: $2 \cdot R_4 > 35 \cdot t$
- niedrige Hubspannungen anstreben: $\sigma_h < 600 \text{ MPa}$
- möglichst zentrische Belastungscharakteristik
- ausreichend hohes Vorspannmoment

Dauerfeste Triebfedern sind die absolute Ausnahme.

An Rollfedern werden in der Regel nur Zeitfestigkeitsanforderungen gestellt. Je nach der Größe des Krümmungsverhältnisses bewegt sich die Lebensdauer von Rollfedern zwischen 3000 Lastspielen bei $r_0 / t \approx 50$ bis zu 40000 Lastspielen bei $r_0 / t \approx 100$ (siehe auch [7.1] und [7.2]).

7.5 Werkstoffauswahl

Für Spiralfedern (mit Windungsabstand) können sowohl weichgeglühte als auch vergütete Federbänder aus unlegierten oder niedriglegierten Federstählen nach DIN EN 10132-4 zur Anwendung kommen, wobei für dynamische Anwendungen runde Kanten (Naturkanten oder arrondierte Kanten) empfohlen werden. Benötigt

man Federn mit relativ kleinen Windungsabständen bzw. Biegeradien, eignen sich weiche Vormaterialien bzw. vergütete Bänder mit mittlerer Zugfestigkeit ($1200 \text{ MPa} \leq R_m \leq 1600 \text{ MPa}$).

Für korrosionsbeständige Spiralfedern kann Band aus 1.4310 oder 1.4568 nach DIN EN 10151 verwendet werden.

Bei Materialabmessungen von $b : t \leq 5 : 1$ kann man auch flachgewalzte Federdrähte aus patentiert-gezogenem Federdraht (DIN EN 10270-1) oder ölschlussvergütetem Federdraht (DIN EN 10270-2) einsetzen.

Zur Herstellung von Triebfedern und Rollfedern benötigt man Federbänder mit höchster Zugfestigkeit ($R_m \geq 2000 \text{ MPa}$). Diese hohe Zugfestigkeit erreicht man bei unlegierten, niedriglegierten sowie austenitischen Federstählen durch eine spezielle Wärmebehandlung und Kaltwalzen. Alternativ können unlegierte und niedriglegierte Federstähle auch im gehärteten und angelassenen Zustand eingesetzt werden. Die für diese Federarten geeigneten Werkstoffe werden auch als Uhr- oder Triebfederbandstähle bezeichnet. Typische Werkstoffe sind z. B. Sorbitex 80* oder Sorbitex 90**.

*Sorbitex 80® und Sorbitex 90® sind
Markenzeichen der Unternehmens-
gruppe C.D. Wälzholz.

7.6 Herstellung

Zur Herstellung kaltgeformter Spiralfedern werden die auch bei Schraubenfedern üblichen Wickel- oder Windetechnologien angewendet. Dabei ergibt sich der Windungsabstand durch Rückfederung nach dem Biegen eines Bandstahlabschnittes. Es ist aber auch möglich, den gewünschten Windungsabstand durch Beilegen eines Kunststoffstreifens einzustellen.

Wurde weichgeglühtes Band verarbeitet, ist nach der Kaltumformung ein Härten und Anlassen erforderlich. Kamen federharte Bänder zum Einsatz, wird lediglich ein Anlassen (Spannungsarmglühen) durchgeführt.

Triebfedern werden in der Regel aus federharten Werkstoffen gewickelt, wobei ein Teil der Endenbearbeitung auch als erster Arbeitsgang vorgefertigt werden kann. In der Regel wird das Windungspaket nach dem Wickeln gefasst bzw. direkt in ein Gehäuse gewickelt. Öffnet man das Windungspaket, ergibt sich die Federform nach Bild 7.4. Zur Erzielung einer anderen Federform und spezieller Federkennlinien hat der Federhersteller verschiedene Fertigungsmöglichkeiten.

Bei Rollfedern benötigt man im Gegensatz zu Triebfedern ein Windungspaket, das sich in der Regel durch konstante Krümmung auszeichnet. Die Herstellung erfolgt so, dass jedes Teilstück der Bandlänge im Bereich der Umformwerkzeuge gebogen und nach dem Verlassen des Umformbereiches zur Geraden gestreckt wird (siehe auch [7.4]). Für diesen Herstellungsprozess eignen sich nur hochelastische Werkstoffe.

7.7 Prüfungen

Für die Federmomentprüfung ist eine Winkelbemaßung entsprechend Bild 7.1 sinnvoll.

Zur Ermittlung der Federmomente bzw. Federkräfte eignen sich die bei Dreh-, Zug- und Druckfedern beschriebenen Federprüfwaagen.

7.8 Anwendungen

Bei Spiralfedern (mit Windungsabstand) wird normalerweise das innere Ende auf einer Welle fest eingespannt und das äußere Ende ist fest oder drehbar aufgenommen. Die Bilder 7.10 und 7.11 zeigen Beispiele für die Gestaltung von innerem und äußerem Federende.

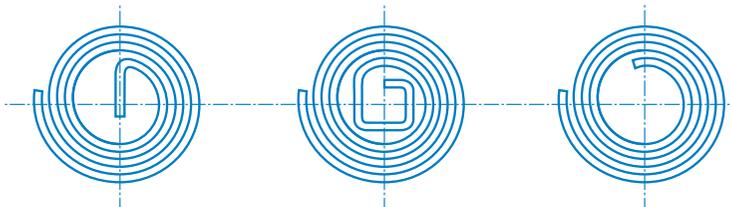


Bild 7.10
Beispiele für die Gestaltung
des inneren Federendes bei
Spiralfedern [7.6]

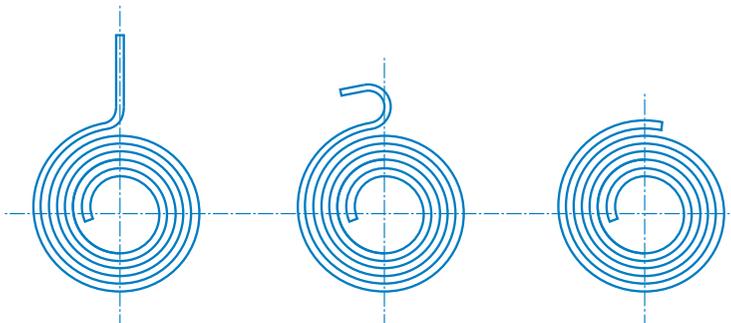


Bild 7.11
Beispiele für die Gestaltung
des äußeren Federendes bei
Spiralfedern [7.6]

Die Kennlinie dieser Federn ist nur solange linear, wie die wirksame Länge l_w voll im Eingriff bleibt. Für den Fall, dass sich Windungsteile am Innendorn anlegen, verringert sich die wirksame Länge und die Kennlinie wird progressiv. Ein ausreichender Abstand zwischen den Windungen soll während des Betriebes die Reibungseinflüsse gering halten. Kommt es zum Kontakt zwischen den federnden Windungsteilen, nimmt die Reibung zu und die Federkennlinie bekommt eine Hysterese. Eine exakte Berechnung im Falle der teilweisen Windungsanlage ist mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) möglich.

Werden Spiralfedern schließend beansprucht, d. h. mit zunehmender Verdrehung verringert sich der äußere Durchmesser, können die in Gleichung 7.23 errechneten zulässigen Spannungen verwendet werden. Wird die Feder öffnend belastet, empfehlen wir, unseren Berechnungsservice zu kontaktieren. Letzteres wird auch empfohlen, wenn die Spiralfeder in beide Richtungen belastet werden soll.

Bei der dynamischen Belastung von Spiralfedern ist zu beachten, dass Federn mit geringer Hysterese nur über eine geringe Eigendämpfung verfügen und damit zu Überlastungen bei Resonanzerscheinungen neigen. Aus diesem Grund können gesonderte Maßnahmen zur Dämpfung von Schwingungen notwendig werden.

Triebfedern (Spiralfedern ohne Windungsabstand) werden in einem Gehäuse geführt und arbeiten zwischen einem Kern (Aufnahmedorn) und dem Gehäuse. Aufgrund ihres großen Energiespeichervermögens eignen sie sich für mechanische Uhren, Laufwerke und sonstige Antriebe.

Eingebaut in einem Gehäuse liegen n_1 Windungen mit bestimmtem Druck an der Gehäusewand an. Wird die Feder durch Drehen des innenliegenden Dornes aufgezogen, lösen sich die Windungen langsam vom Paket und wickeln sich um den Kern. Am Ende des Aufzuges liegen n_2 Windungen am Kern an. In Bild 7.12 ist die praktische Kennlinie einer Triebfeder dargestellt. Es ist ein erheblicher Unterschied zwischen der Belastungskurve und der Entlastungskurve zu erkennen. Die Fläche zwischen beiden Kurven entspricht der Reibungsarbeit. Die zu erreichenden Drehmomente und die Steigung der Kennlinie werden sowohl von den Abmessungen als auch dem freien Zustand der Triebfedern beeinflusst. Bild 7.13 enthält verschiedene Krümmungsformen für unterschiedliche Fertigungstechnologien.

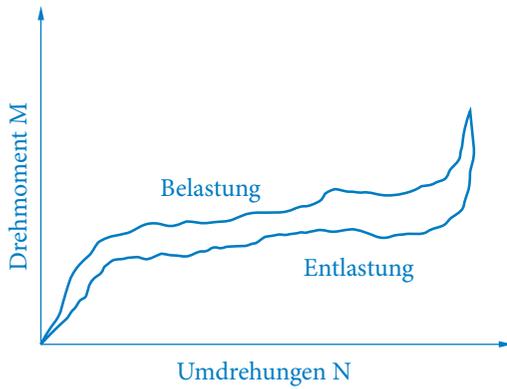


Bild 7.12

Praktische Kennlinie einer Triebfeder

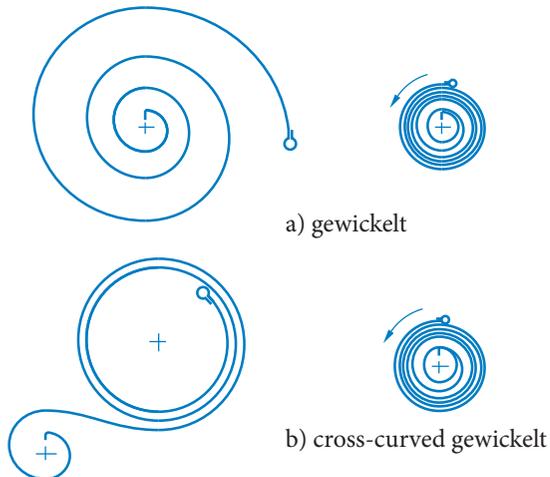
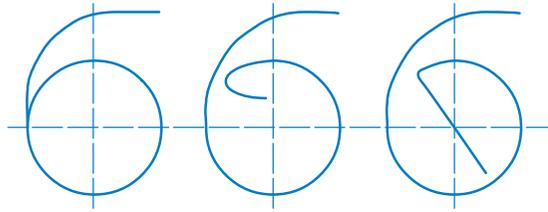


Bild 7.13

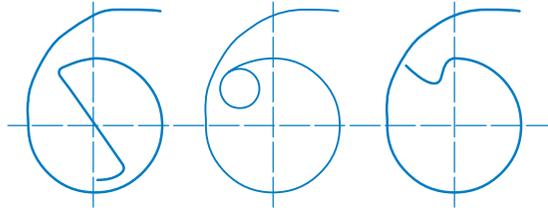
Krümmungsformen einer Triebfeder im freien Zustand bzw. in Vorspannlage nach verschiedenen Herstellungsverfahren

Bei Triebfedern gibt es verschiedene Möglichkeiten zur Gestaltung der Federenden. Die Bilder 7.14 und 7.16 enthalten entsprechende Beispiele für innere und äußere Aufnahmen. Die Befestigung sowohl im Gehäuse als auch am Kern (siehe Bild 7.15) soll so ausgeführt werden, dass keine Knicke im Federband entstehen.

Bild 7.14
Beispiele für die Gestaltung des inneren Federendes bei Triebfedern [7.6]

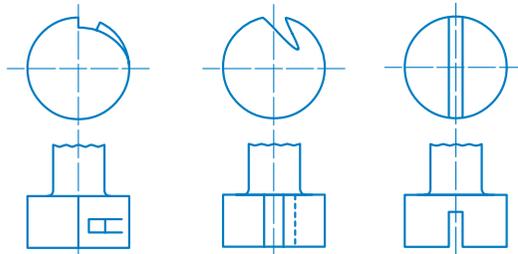


a) Loch b) Haken c) Haken

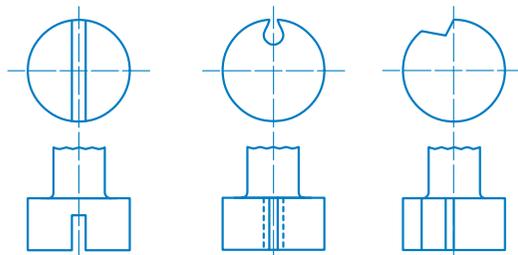


d) S-Form e) Ringöse f) Stufe

Bild 7.15
Gestaltung des Kerns (Dorns) zur Aufnahme des inneren Federendes [7.6]



a) Loch b) Haken c) Haken



d) S-Form e) Ringöse f) Stufe

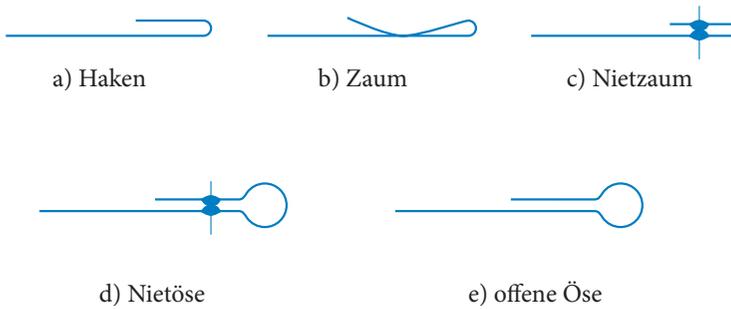


Bild 7.16

Beispiele für die Gestaltung der äußeren Federenden bei Triebfedern [7.6]

Im Anwendungsfall neigen speziell Triebfedern zu exzentrischer Belastungsverteilung (siehe Bild 7.17 a). Dadurch entsteht eine hohe Reibung, der Ablauf wird unregelmäßig und das Material an bestimmten Stellen überlastet. Es empfiehlt sich deshalb, die äußerste Windung mit einer zusätzlichen Stütze (siehe Bild 7.17 b) zu versehen.

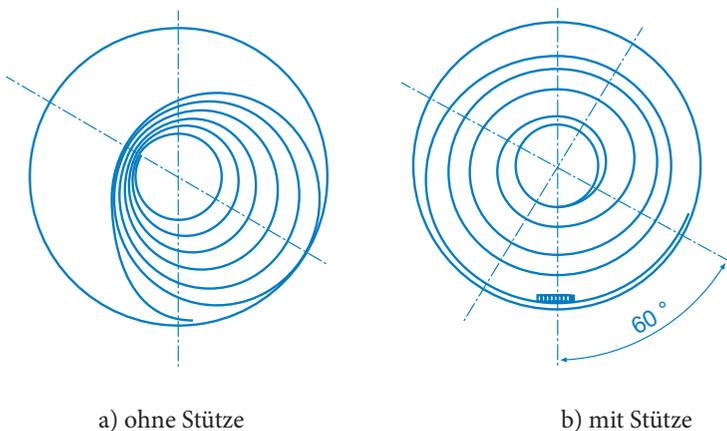


Bild 7.17

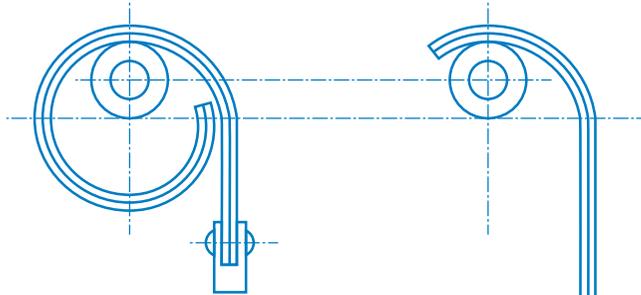
Triebfeder [7.6]

Rollfedern werden sowohl als Aufzugs- bzw. Antriebsfedern als auch zur Realisierung von Zug- und Druckkräften eingesetzt. Im ersten Fall, also bei Rollfeder-A- bzw. B-Motoren (siehe Bild 7.6 und Bild 7.7), liegt anfangs das Windungspaket auf der Vorratswelle. Beim Aufzug wird das Band auf die immer größere Arbeitswelle umgespult. Das Band hat nun das Bestreben, wieder auf die Vorratswelle zurückzukehren, so dass an der Arbeitswelle ein Drehmoment entnommen werden kann.

Allerdings werden im Gegensatz zu Triebfederantrieben zwei Wellen benötigt, so dass Rollfederantrieben immer einen größeren Platzbedarf erfordern.

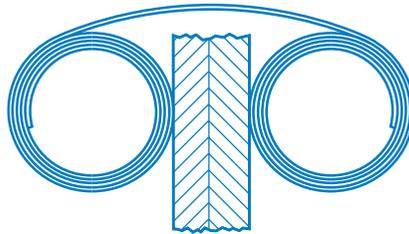
In Bild 7.8 ist eine Roll-Zugfeder dargestellt. Um die normalerweise niedrigen Kräfte der Rollfeder zu erhöhen, kann man diese auch mit zwei Lagen ausführen (siehe Bild 7.18 a und b). Umgekehrt belastet sind auch Druckkräfte, z.B. als Federklammer (Bild 7.18 c) oder als Feder für einen Kohlebürstenhalter (Bild 7.18 d), realisierbar.

Bild 7.18
Anwendungsmöglichkeiten für Roll-
federn [7.6]

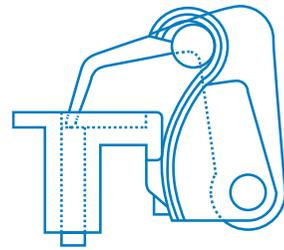


a) Roll-Zugfeder als Federsatz, unbelastet

b) Roll-Zugfeder als Federsatz, belastet



c) Federklammer



d) Feder für einen
Kohlebürstenhalter

Bitte beachten Sie bei der Anfrage die folgenden Hinweise:

- Endenformen sollten eindeutig dargestellt sein.
- Bei Tolerierung von Federmomenten müssen Federaufnahmen und Mitnehmerdorn angegeben werden.

Anfrageformulare und Ansprechpartner sind auf www.federfibel.de zu finden.

Anfragen

7.9 Berechnungsbeispiel

Gesucht wird eine Spiralfeder mit Windungsabstand, einem maximalen Außendurchmesser von 58 mm und einem minimalen Federkerndurchmesser von 16 mm für ein maximales Drehmoment von 6000 Nmm. Der Arbeitshub soll 90° betragen und das Vorspannmoment 2800 Nmm sein.

1. Außenhalbmesser der ersten federnden Windung $R_3 \leq 29$ mm
2. Innenhalbmesser der ersten federnden Windung $R_2 \geq 8$ mm
3. Federbreite $b = 10$ mm
4. Arbeitshub $\alpha_h = 90^\circ$
5. Kaltband C75S nach DIN EN 10132-4, $R_m = 1600$ MPa

Gegeben

- a) Dimensionierung
- b) Spannungsnachrechnung

Gesucht

a) Dimensionierung

Berechnung

Durch Umstellung von Gleichung (7.3) ergibt sich die Banddicke

$$t = \sqrt{\frac{6 \cdot M}{\sigma \cdot b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 6000 \text{ Nmm}}{10 \text{ mm} \cdot 1200 \text{ MPa}}} = 1,732 \text{ mm}$$

Gewählt wird $t = 1,8$ mm.

Die Momentenrate ergibt sich wie folgt

$$R_{MR} = \frac{M_2 - M_1}{\alpha_h} = \frac{6000 \text{ Nmm} - 2800 \text{ Nmm}}{90^\circ} = 35,56 \frac{\text{Nmm}}{^\circ}$$

Durch Umstellung von Gleichung (7.1) errechnet sich die wirksame Bandlänge

$$l_w = \frac{E \cdot b \cdot t^3}{690 \cdot R_{MR}} = \frac{200000 \text{ MPa} \cdot 10 \text{ mm} \cdot (1,8 \text{ mm})^3}{690 \cdot 35,56 \frac{\text{Nmm}}{\circ}} = 475,38 \text{ mm}$$

Die Windungszahl n ergibt sich aus der Gleichung (7.5), wobei für $R_3 = 28 \text{ mm}$ und für $R_2 = 9 \text{ mm}$ angenommen wird

$$n = \frac{l_w}{(R_2 + R_3) \cdot \pi} = \frac{475,38 \text{ mm}}{37 \text{ mm} \cdot \pi} = 4,09$$

Der Windungsabstand kann durch Umstellung der Gleichung (7.6) ermittelt werden

$$a = \frac{R_3 - R_2}{n} - t = \frac{28 \text{ mm} - 9 \text{ mm}}{4,09} - 1,8 \text{ mm} = 2,84 \text{ mm}$$

b) Spannungsnachrechnung

Für das maximal auftretende Moment von 6000 Nmm wird die Biegespannung

$$\sigma = \frac{6 \cdot M}{b \cdot t^2} = \frac{6 \cdot 6000 \text{ Nmm}}{10 \text{ mm} \cdot (1,8 \text{ mm})^2} = 1111 \text{ MPa}$$

Die zulässige Biegespannung beträgt

$$\sigma_{zul} = 0,75 \cdot R_m = 0,75 \cdot 1600 \text{ MPa} = 1200 \text{ MPa}$$

Die maximal auftretende Biegespannung ist somit kleiner als die zulässige Biegespannung.

Kapitel 8 Tellerfedern



8.1 Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
C_1, C_2		Kennwerte (siehe Berechnung)
D_e	mm	Außendurchmesser
D_i	mm	Innendurchmesser
D_0	mm	Durchmesser des Stülpmittelpunktkreises
E	MPa	Elastizitätsmodul
F	N	Federkraft der Tellerfeder (ohne oder mit Auflageflächen)
F_1, F_2, F_3	N	Federkräfte, zugeordnet den Federwegen s_1, s_2, s_3
F_c	N	Errechnete Federkraft bei Planlage
F_{ges}	N	Federkraft des Federpaketes, zugeordnet dem Federweg s_{ges}
$F_{ges R}$	N	Federkraft des Federpaketes bei Berücksichtigung der Reibung
h_0	mm	Rechnerischer Federweg bis zur Planlage der Tellerfedern ohne Auflageflächen $h_0 = l_0 - t$
h_0'	mm	Rechnerischer Federweg bis zur Planlage der Tellerfedern mit Auflageflächen $h_0' = l_0' - t'$
i		Anzahl der wechselsinnig zu einer Säule aneinandergereihten Einzeltellerfedern oder Federpakete
K_1, K_2, K_3, K_4		Kennwerte (siehe Berechnung)
L_0	mm	Länge der unbelasteten Federsäule oder des unbelasteten Federpaketes
L_1, L_2, L_3	mm	Längen der belasteten Federsäule oder des belasteten Federpaketes, zugeordnet den Federkräften F_1, F_2, F_3
L_c	mm	Errechnete Länge der Federsäule oder des Federpaketes in Planlage
L_t	mm	Prüflänge der Tellerfedersäule oder des Tellerfederpaketes
l_0	mm	Bauhöhe der unbelasteten Einzeltellerfeder
l_1, l_2, l_3	mm	Länge der belasteten Tellerfeder, zugeordnet zu den Federkräften F_1, F_2, F_3
l_t	mm	Prüflänge der Tellerfeder
N		Anzahl der Lastspiele bis zum Bruch
n		Anzahl der gleichsinnig zu einem Paket geschichteten Einzeltellerfedern
R	N/mm	Federrate
s	mm	Federweg der Einzeltellerfeder
s_1, s_2, s_3	mm	Federwege, zugeordnet den Federkräften F_1, F_2, F_3
s_{ges}	mm	Federweg der Federsäule oder des Federpaketes, empfohlener Größtwert $s_{ges} = 0,75 \cdot (L_0 - L_c)$
t	mm	Dicke der Tellerfeder
t'	mm	Reduzierte Dicke der Einzeltellerfeder bei Tellerfedern mit Auflageflächen (Gruppe 3)
V, V'	mm	Hebelarme
W	Nmm	Federungsarbeit
W_M, W_R		Reibungsfaktoren (siehe Tabelle 8.2)
ΔF	N	Kraftverlust (Relaxation)
Δl	mm	Längenverlust (Kriechen)

Formelzeichen	Einheit	Benennung
δ		Durchmesserverhältnis $\delta = D_e / D_i$
μ		Poisson-Zahl (Querkontraktionszahl)
σ	MPa	Rechnerische Spannung
σ_H	MPa	Dauerhubfestigkeit $\sigma_H = \sigma_O - \sigma_U$
σ_h	MPa	Hubspannung, zugeordnet dem Arbeitsweg bei dynamisch belasteten Tellerfedern
$\sigma_{OM}, \sigma_I, \sigma_{II}, \sigma_{III}, \sigma_{IV}$	MPa	Rechnerische Spannung für die Stellen OM, I, II, III, IV (siehe Bild 8.1)
σ_O	MPa	Rechnerische Oberspannung bei Tellerfedern mit Schwingbeanspruchung
σ_U	MPa	Rechnerische Unterspannung bei Tellerfedern mit Schwingbeanspruchung

8.2 Begriffe

Tellerfedern sind in Achsrichtung belastbare kegelförmige Ringscheiben, die als Einzeltellerfedern oder kombiniert zu Federpaketen oder Federsäulen verwendet werden. Dabei können Federsäulen sowohl aus Einzeltellerfedern als auch aus Federpaketen bestehen.

Tellerfedern können statisch oder dynamisch belastet werden.

Bis 6 mm Dicke werden Tellerfedern in der Regel ohne, darüber mit Auflageflächen gefertigt.

Einzeltellerfeder

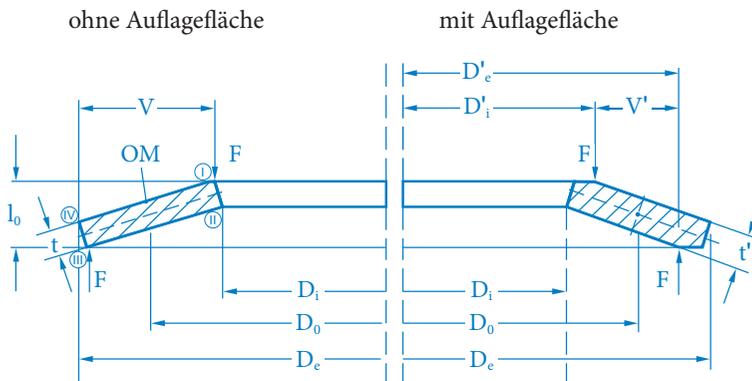
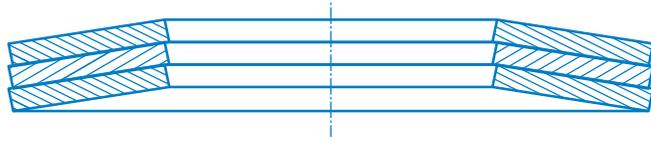


Bild 8.1
Einzeltellerfeder und Querschnittsstellen
der rechnerischen Spannungen nach
DIN 2092, links ohne Auflagefläche,
rechts mit Auflagefläche

Federpaket

Das Federpaket besteht aus n gleichsinnig geschichteten Einzeltellerfedern.

Bild 8.2
Federpaket (gleichsinnig geschichtete Tellerfedern)



Federsäule

Die Federsäule besteht aus wechselsinnig aneinander gereihten Einzeltellerfedern oder Federpaketen.

Bild 8.3
Federsäule aus wechselsinnig aneinandergereihten Tellerfedern

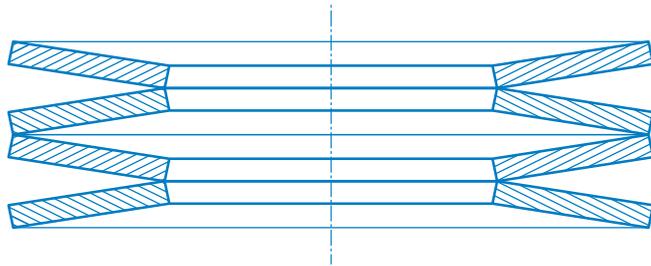
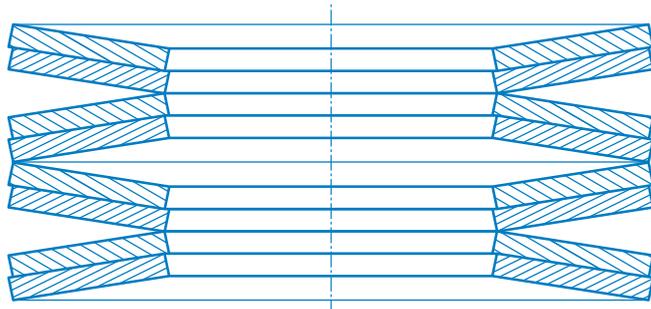


Bild 8.4
Federsäule aus wechselsinnig aneinandergereihten Federpaketen



Theoretisches Tellerfederndiagramm

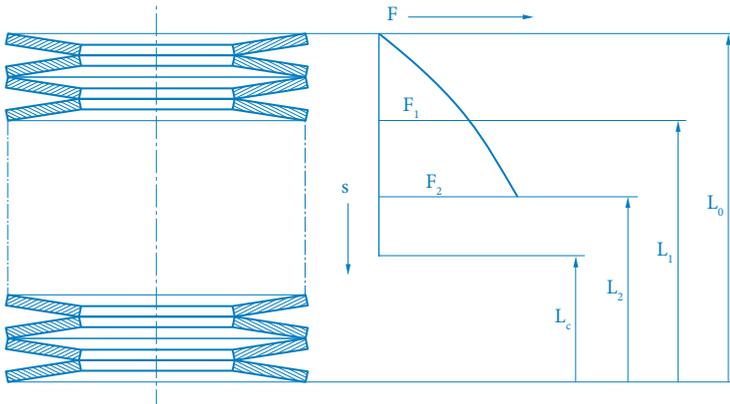


Bild 8.5
Tellerfedersäule mit Federdiagramm
nach DIN 2092

8.3 Statische Belastung

Die Berechnungsgleichungen (8.1) bis (8.4) gelten für Tellerfedern ohne und mit Auflageflächen.

Einzeltellerfeder

$$\delta = \frac{D_e}{D_i} \quad (8.1) \quad \text{Kennwerte}$$

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta-1}{\delta}\right)^2}{\left(\frac{\delta+1}{\delta-1} - \frac{2}{\ln \delta}\right)} \quad (8.2)$$

$$K_2 = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{\frac{\delta-1}{\ln \delta} - 1}{\ln \delta} \quad (8.3)$$

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{\delta-1}{\ln \delta} \quad (8.4)$$

Für Tellerfeder ohne Auflageflächen wird $K_4 = 1$.

Bei Tellerfeder mit Auflageflächen gilt

$$K_4 = \sqrt{-\frac{C_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{C_1}{2}\right)^2 + C_2}} \quad (8.5)$$

mit

$$C_1 = \frac{\left(\frac{t'}{t}\right)^2}{\left(\frac{1}{4} \cdot \frac{l_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{4}\right) \cdot \left(\frac{5}{8} \cdot \frac{l_0}{t} - \frac{t'}{t} + \frac{3}{8}\right)} \quad (8.6)$$

$$C_2 = \frac{C_1}{\left(\frac{t'}{t}\right)^3} \left[\frac{5}{32} \cdot \left(\frac{l_0}{t} - 1\right)^2 + 1 \right] \quad (8.7)$$

In den Gleichungen (8.8) bis (8.27) sind für Tellerfedern mit Auflageflächen t durch t' und h_0 durch h_0' zu ersetzen.

Federkraft

$$F = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^4}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \frac{s}{t} \left[K_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{t}\right) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t}\right) + 1 \right] \quad (8.8)$$

$$F_c = F(s = h_0) = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3 \cdot h_0}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \quad (8.9)$$

Rechnerische Spannungen

$$\sigma_{OM} = -\frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \cdot \frac{3}{\pi} \quad (8.10)$$

$$\sigma_I = -\frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \left[K_4 \cdot K_2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t}\right) + K_3 \right] \quad (8.11)$$

$$\sigma_{II} = -\frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{s}{t} \left[K_4 \cdot K_2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t}\right) - K_3 \right] \quad (8.12)$$

$$\sigma_{III} = -\frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{s}{t} \left[K_4 \cdot (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right] \quad (8.13)$$

$$\sigma_{IV} = -\frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^2}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot \frac{1}{\delta} \cdot \frac{s}{t} \left[K_4 \cdot (K_2 - 2 \cdot K_3) \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) + K_3 \right] \quad (8.14)$$

Positive Spannungen sind Zugspannungen, negative Spannungen sind Druckspannungen.

Federrate

$$R = \frac{dF}{ds} = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \left[K_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} \right)^2 - 3 \cdot \frac{h_0}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{s}{t} \right)^2 \right] + 1 \quad (8.15)$$

Federungsarbeit

$$W = \int_0^s F \cdot ds = \frac{2 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^5}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2 \cdot \left(\frac{s}{t} \right)^2 \left[K_4^2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right)^2 + 1 \right] \quad (8.16)$$

Genormte Tellerfedern mit Auflageflächen nach DIN 2093 weisen in der Regel die gleiche Prüfkraft (bei Prüflänge) wie Tellerfedern ohne Auflageflächen mit den gleichen Maßen D_e , D_i und l_0 auf. Die Auflageflächen bewirken eine Hebelarmverkürzung. Der daraus resultierenden Krafterhöhung wird durch eine Reduzierung der Tellerfederdicke entgegengewirkt.

Wegen der Forderung nach gleicher Bauhöhe muss die Tellerfeder mit Auflageflächen einen höheren Aufstellwinkel aufweisen. Dies hat einen Kennlinienverlauf zur Folge, der von dem der Tellerfeder ohne Auflageflächen bis auf den gemeinsamen Prüfpunkt geringfügig abweicht und bei dem sich der Federweg bis zur Planlage verändert.

Die Werte für die Reduzierung der Tellerfederdicke bei Federn nach DIN 2093 enthält Tabelle 8.1.

Reihe	A	B	C
t' / t	0,94	0,94	0,96

Einzeltellerfeder mit Auflageflächen

Tabelle 8.1
Mittlere Reduzierung der Tellerfederdicke bei den Reihen A, B und C nach DIN 2092

Federkennlinie der Einzeltellerfeder

Die Kraft-Weg-Kennlinie der Einzeltellerfeder ist nicht linear. Ihre Form hängt vom Verhältnis h_0 / t bei Tellerfedern ohne Auflageflächen bzw. $K_4 \cdot h_0' / t'$ bei solchen mit Auflageflächen ab.

In Bild 8.6 sind die Kennlinienverläufe für unterschiedliche h_0 / t - bzw. $K_4 \cdot h_0' / t'$ - Verhältnisse zusammengestellt.

Bild 8.6

Federkennlinie in Abhängigkeit von h_0 / t bzw. $K_4 \cdot h_0' / t'$ nach DIN 2092

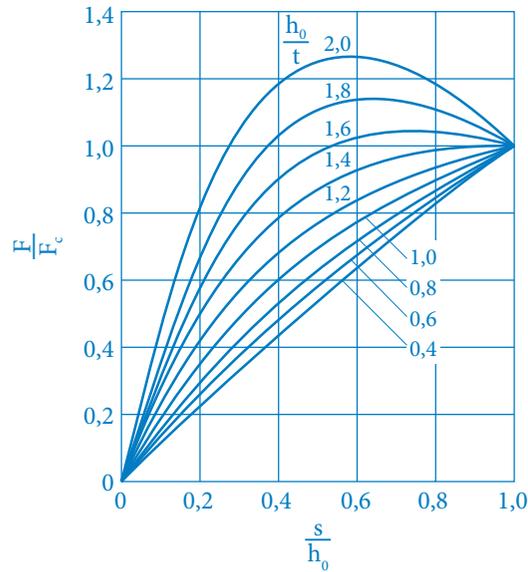
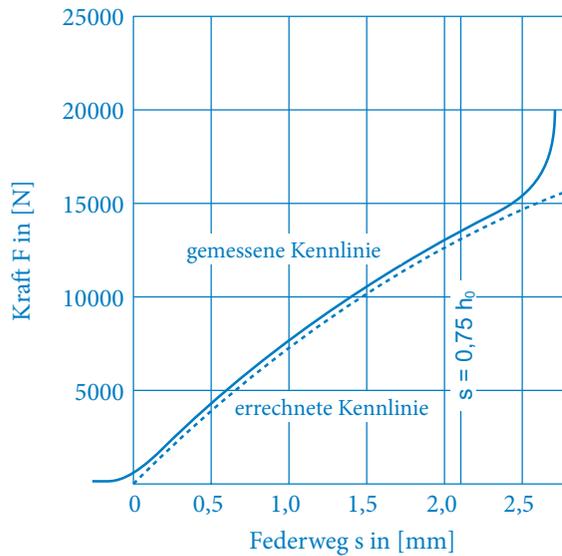


Bild 8.7

Errechnete und gemessene Federkennlinie einer Tellerfeder nach DIN 2092



Die rechnerische Federkraft F_c für die Planlage kann nach Gleichung (8.9) ermittelt werden.

Bei Federwegen von $s / h_0 > 0,75$ weicht die praktische Kennlinie zunehmend von der errechneten Kennlinie ab. Der Grund hierfür liegt darin, dass sich die Tellerfedern aufeinander bzw. auf der Unterlage (Auflage) abwälzen, was eine stetige Hebelarmverkürzung zur Folge hat (siehe Bild 8.7).

Bei gleichsinnig geschichteten Einzeltellerfedern ist bei gleichem Federweg die Federkraft zu der Anzahl der Einzeltellerfedern proportional (siehe Bild 8.2).

Federpaket

$$F_{ges} = n \cdot F \quad (8.17)$$

$$L_0 = l_0 + (n - 1) \cdot t \quad (8.18)$$

Bei wechselsinnig aneinandergereihten Einzeltellerfedern ist bei gleicher Federkraft der Federweg proportional zu der Anzahl der Einzeltellerfedern (siehe Bild 8.3).

Federsäulen aus Einzeltellerfedern

$$F_{ges} = F \quad (8.19)$$

$$s_{ges} = i \cdot s \quad (8.20)$$

$$L_0 = i \cdot l_0 \quad (8.21)$$

Bei Tellerfedern mit $h_0 / t \approx 1,3$ und größer kann eine ungleichmäßige Einfederung der einzelnen Tellerfedern innerhalb der Federsäule auftreten und zum Funktionsausfall führen (einzelne Tellerfedern können umschnappen). Vor Verwendung derartiger Säulen sollten Sie unbedingt unseren Berechnungsservice mit einbeziehen.

Bei wechselsinnig aneinandergereihten Federpaketen (siehe Bild 8.4) wächst die Federkraft mit der Anzahl der Einzeltellerfedern je Federpaket und der Federweg mit der Anzahl der Federpakete.

Federsäulen aus Federpaketen

$$F_{ges} = n \cdot F \quad (8.22)$$

$$s_{\text{ges}} = i \cdot s \quad (8.23)$$

$$L_0 = i \cdot [l_0 + (n - 1) \cdot t] \quad (8.24)$$

mit $i, n \geq 1$

Federkombinationen zur Erzielung einer progressiven Kennlinie

Durch Verwendung verschieden dicker Einzeltellerfedern in einer Federsäule (siehe Bild 8.8) lässt sich eine progressive Kennlinie erreichen. Dies ist auch möglich, wenn man Federpakete mit einer unterschiedlichen Anzahl gleich dicker Einzeltellerfedern zu einer Federsäule kombiniert (siehe Bild 8.9). Bei dieser Schichtung muss jedoch in den Säulenteilen 1 und 2 die zulässige Spannung der Federn beachtet werden. Eventuell kann man auch durch konstruktive Maßnahmen ein Überschreiten des zulässigen Federweges vermeiden.

v. l. n. r.

Bild 8.8

Federsäule mit progressiver Federkennlinie, zusammengesetzt aus Tellerfedern verschiedener Federdicke nach DIN 2092

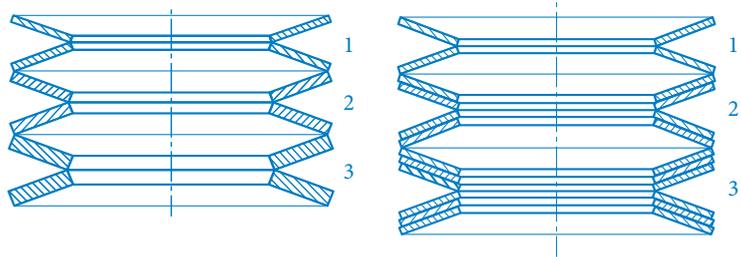
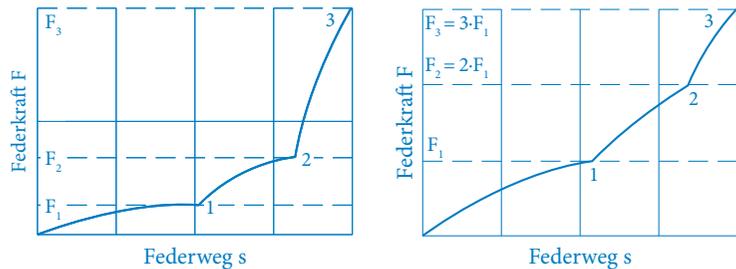


Bild 8.9

Federsäule mit progressiver Federkennlinie, zusammengesetzt durch verschiedenartige Schichtung gleicher Tellerfedern nach DIN 2092



Einfluss der Reibung auf die Kennlinie

Bei Tellerfedern tritt einerseits an den Kegelmantelflächen sich berührender Tellerfedern (Faktor W_M) und andererseits zwischen den planparallelen Aufnahmeplatten (Faktor W_R) Reibung auf. Sie ist abhängig von der Oberflächenbeschaffenheit, der Schmierung und der Anzahl der Einzeltellerfedern bzw. Federpakete in der Federsäule. Die Reibung hat bei der Einfederung einen Kraftanstieg und bei der Ausfederung einen Kraftabfall zur Folge.

Die zu berücksichtigende Kraftänderung lässt sich mit der folgenden Gleichung berechnen.

$$F_{gesR} = F \cdot \frac{n}{1 \pm W_M \cdot (n-1) \pm W_R} \quad (8.25)$$

- : Belastung
+ : Entlastung

mit

F: rechnerische Federkraft

n: Anzahl der Federn im Paket

W_M : Faktor für die Mantelreibung nach Tabelle 8.2

W_R : Faktor für die Randleitung nach Tabelle 8.2

Reihe nach DIN 2093	Faktor für Mantelreibung	Faktor für Randleitung
A	$0,005 \leq W_M \leq 0,03$	$0,03 \leq W_R \leq 0,05$
B	$0,003 \leq W_M \leq 0,02$	$0,02 \leq W_R \leq 0,04$
C	$0,002 \leq W_M \leq 0,015$	$0,01 \leq W_R \leq 0,03$

Tabelle 8.2

Faktor für Mantelreibung und
Randleitung nach DIN 2092

Nach Gleichung (8.25) kann mit $n = 1$ auch das Reibverhalten der Einzelfeder berechnet werden.

Für ruhende bzw. selten wechselnde Beanspruchung wird zur Bestimmung der zulässigen Spannung die Größe σ_{OM} verwendet, die sich auf die Planlage der Feder bezieht. Sie sollte die Zugfestigkeit des verwendeten Werkstoffes (bei Stahl $1400 \text{ MPa} \leq R_m \leq 1600 \text{ MPa}$) nicht überschreiten.

Die Abschätzung der zulässigen Bauhöhe l_0 erfolgt somit durch Ermittlung der Spannung σ_{OM} . Der nutzbare Federweg bei statischer Belastung beträgt $s_{max} \leq 0,8 \cdot h_0$.

Die nach Gleichungen (8.10) bis (8.14) berechneten Spannungen berücksichtigen die durch den Herstellungsprozess entstandenen Eigenspannungen nicht, es werden reine Nominalspannungen berechnet.

Zulässige Spannungen

Relaxation

Die Relaxation, d. h. der bleibende Kraftverlust bei andauernder Belastung hängt vom Werkstoff, der Höhe der Belastung und der Arbeitstemperatur ab. Tabelle 8.3 enthält Richtwerte für genormte Tellerfedern.

Tabelle 8.3
Richtwerte für den Kraftverlust von
genormten Tellerfedern aus 1.8159
nach 100 h

	Prüf­temperatur in [°C]	
	80	160
$s \approx 0,5 \cdot h_0$	$\approx 5 \%$	$\approx 10 \%$
$s \approx 0,8 \cdot h_0$	$\approx 10 \%$	$\approx 20 \%$

8.4 Dynamische Belastung

Dynamische Belastung liegt bei allen Tellerfedern vor, die über die Lebensdauer mehr als 10^4 Lastwechsel erreichen und bei denen die Beanspruchung zwischen dem Vorspannfederweg s_1 und einem Federweg s_2 wechselt. Schwingend beanspruchte Tellerfedern können je nach ihrer konstruktiv bestimmten Lebensdauer in zwei Gruppen eingeteilt werden. Unterscheidungsmerkmal hierfür ist die Hubspannung σ_h .

- a) Tellerfedern mit begrenzter Lebensdauer. Diese Tellerfedern sollen im Bereich der Zeitfestigkeit $10^4 \leq N < 2 \cdot 10^6$ eine begrenzte Anzahl von Lastspielen bis zum Bruch ertragen.
- b) Tellerfedern mit hoher Lebensdauer. Diese Tellerfedern sollen ohne Bruch mindestens $2 \cdot 10^6$ Lastspiele und mehr ertragen.

Bei Lebensdaueranforderungen, die wesentlich über $2 \cdot 10^6$ Lastspielen liegen, sind zusätzliche Dauerschwingtests durchzuführen. Unser Berechnungsservice unterstützt Sie bei derartigen Fragestellungen gerne.

Für Tellerfedern mit schwingender Beanspruchung sind die rechnerischen Zugspannungen an der Unterseite der Einzeltellerfeder maßgebend. Ob die maximale Spannung an der Innenseite (Querschnittsstelle II) oder an der Außenseite (Querschnittsstelle III) auftritt, hängt von den Verhältnissen D_e / D_i , h_0 / t und s / h_0 ab und kann aus Bild 8.10 ermittelt werden. Das Diagramm gilt für Tellerfedern mit und ohne Auflageflächen.

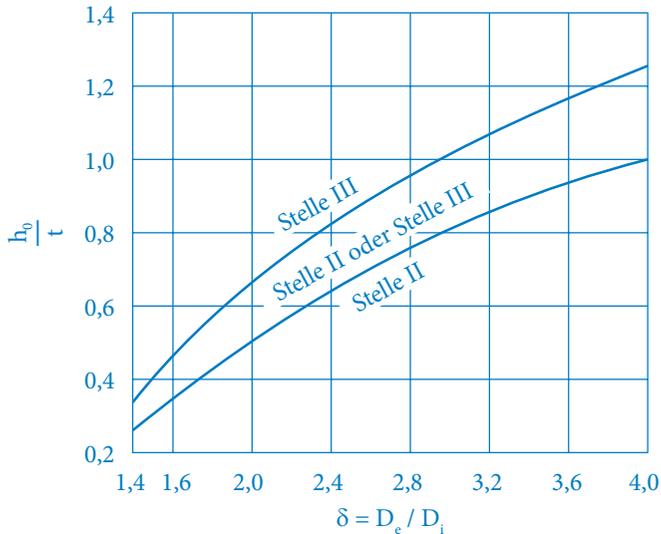


Bild 8.10

Für den Schwingungsbruch maßgebende Querschnittsstelle [8.1]

Da die Einfederung s / h_0 auch einen Einfluss auf die Höhe der Spannungen an den Stellen II und III hat, wird für den Übergangsbereich des Bildes 8.10 empfohlen, die Spannungen σ_{II} und σ_{III} mit Hilfe der Gleichungen 8.12 und 8.13 nachzurechnen.

Die nachfolgenden Dauer- und Zeitfestigkeitsschaubilder (Bild 8.11 bis 8.13) können zur Vorausbestimmung der zu erwartenden Lebensdauer verwendet werden. Sie wurden unter Laborbedingungen an Federn bzw. Federsäulen mit wechselsinniger Schichtung bei $i = 1$ und sinusförmiger Belastung ermittelt. Zu beachten ist weiterhin, dass der Mindestvorspannweg pro Feder $0,15 \cdot h_0$ bis $0,20 \cdot h_0$ betragen soll, um eine Anrissbildung durch Zugeigenspannungen an der Stelle I zu vermeiden (siehe auch [8.2]).

Bei dynamischer Belastung ist der wechselsinnigen Einzelschichtung der Vorzug zu geben. Der maximale Federweg s_{\max} sollte $0,75 \cdot h_0$ nicht überschreiten, den zulässigen Arbeitshub s_h kann man aus der Dauerhubfestigkeit ermitteln.

Bild 8.11

Zeit- und Dauerfestigkeitsschaubild für
Tellerfedern mit Dicke $t < 1,25 \text{ mm}$
nach DIN 2093

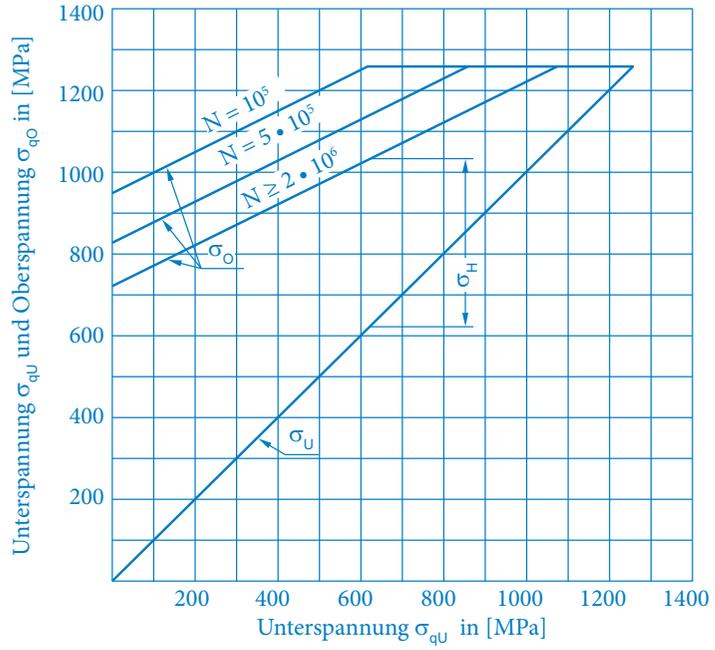
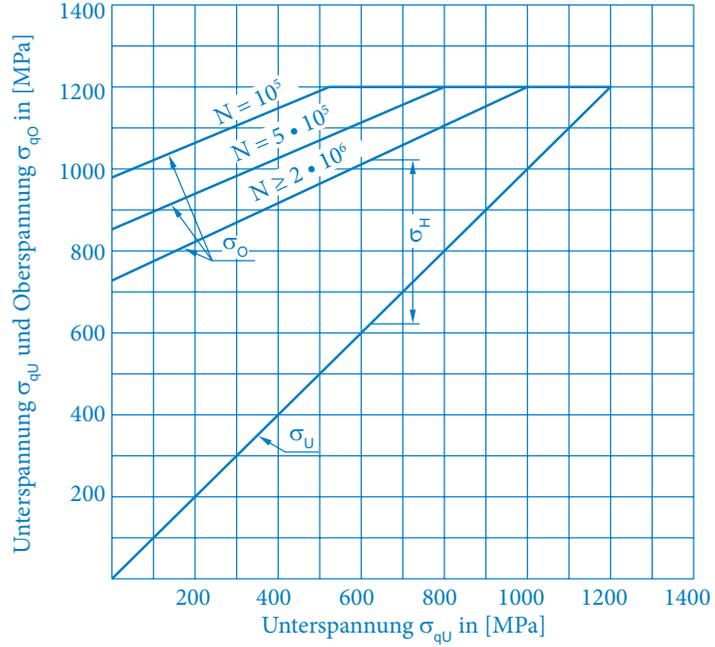


Bild 8.12

Zeit- und Dauerfestigkeitsschaubild für
Tellerfedern mit Dicke $t \geq 1,25 \text{ mm}$ bis
 $t < 6 \text{ mm}$ nach DIN 2093



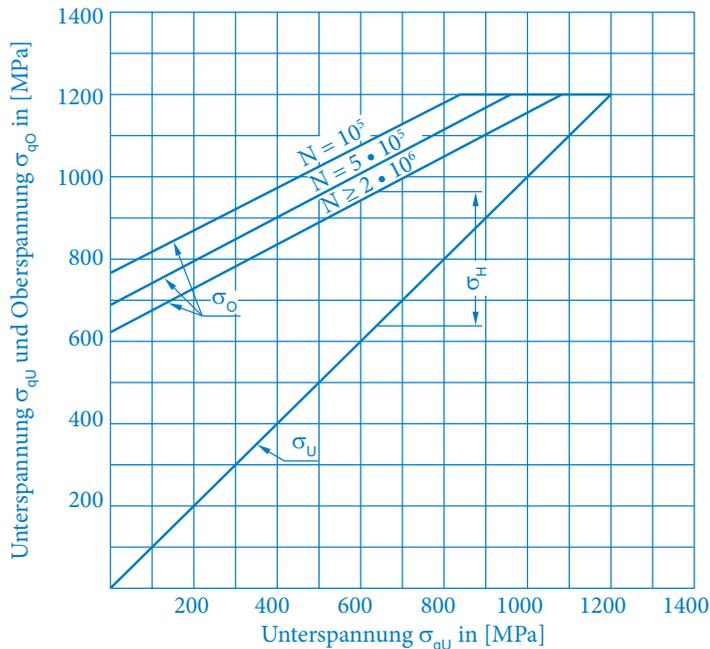


Bild 8.13

Zeit- und Dauerfestigkeitsschaubild für
Tellerfedern mit Dicke $t \geq 6 \text{ mm}$ bis
 $t < 14 \text{ mm}$ nach DIN 2093

Es ist zu beachten, dass durch stoßartige Belastung, andere Kombinationen ($i > 10$ und $n > 1$) usw. eine ungleichmäßige Belastungsverteilung in der Federsäule auftreten kann (siehe [8.1], [8.3]). Da in diesen Fällen nicht immer sichergestellt werden kann, dass die Lebensdauerwerte aus den oben dargestellten Diagrammen erreicht werden, wenden Sie sich bitte an unseren Berechnungsservice.

Durch Kugelstrahlen kann die Lebensdauer von Tellerfedern erhöht werden, wobei der Betrag der Erhöhung von der Federabmessung, der Schichtungsart, der Schmierung und der Belastungsart stark beeinflusst wird (siehe auch [8.3]).

8.5 Werkstoffauswahl

Für Tellerfedern mit geringer Dicke ($t < 1 \text{ mm}$) werden in der Regel unlegierte Federstähle wie 1.1231 nach DIN EN 10132-4 verwendet. Bei größeren Dicken wählt man den niedrig legierten Federstahl 1.8159 nach DIN EN 10132-4. Für nichtrostende Tellerfedern sind rostbeständige Stähle wie 1.4310 oder 1.4568 nach DIN EN 10151 anwendbar. Für spezielle Anforderungen wie hohe Arbeitstemperaturen, Beständigkeit gegen besonders aggressive Medien, unmagnetische Eigenschaft usw. wird eine Kontaktaufnahme mit unserem Berechnungsservice empfohlen.

8.6 Herstellung

Tellerfedern mit einer Dicke $t < 6$ mm werden durch Stanzen und Kaltumformung aus Kaltband nach DIN EN 10132-4 oder anderen Federbändern hergestellt. Nicht nur bei dynamisch belasteten Tellerfedern ist es notwendig, die Kanten der Teile zu verrunden. Dies kann z. B. durch Feinschneiden, Stanzen mit angeprägtem Radius oder, als zusätzlicher Arbeitsgang, durch Überdrehen der Tellerfedern erfolgen.

Bei größeren Dicken kommen Warmblech oder Schmiedeteile zur Verarbeitung und die Flächen werden dann allseits überdreht.

Außer bei der Verarbeitung von federharten Werkstoffen wie 1.4310 usw. wird die notwendige Federhärte von 42 bis 52 HRC durch eine Vergütung erreicht. Die Abkühlung nach dem Vergüten darf 3 % der Tellerfederdicke nicht überschreiten.

Aus federhartem Werkstoff gefertigte Tellerfedern erhalten ihre Geometrie durch Kaltumformung. Im Anschluss an die Formgebung ist es notwendig, die durch die Umformung eingebrachten Eigenspannungen durch Anlassen (Spannungsarmglühen) abzubauen.

Nach der Wärmebehandlung kann eine Oberflächenverfestigung durch Kugelstrahlen erfolgen.

Am Ende der Fertigung wird zum Eigenspannungsaufbau ein Vorsetzen (Kaltsetzen) durchgeführt, wobei die Federn einmalig oder mehrfach in der Regel bis zur Planlage belastet werden.

8.7 Prüfungen

Um die Federkraft von Einzeltellerfedern zu prüfen, wird die Feder unter Verwendung eines geeigneten Schmiermittels zwischen zwei Druckplatten, deren Oberflächen gehärtet, geschliffen und poliert sind, eingelegt und statisch belastet. Ohne Angabe einer speziellen Kundenforderung wird dabei eine Prüfhöhe von

$$l_t = l_0 - 0,75 \cdot h_0 \quad (8.26)$$

verwendet. Bei der Belastungsprüfung von Federsäulen werden 10 Federn wechselsinnig geschichtet und die Federkraft bei Be- und Entlastung gemessen. Auch hierbei wird eine Prüflänge von

$$L_t = L_0 - 7,5 \cdot h_0 \quad (8.27)$$

verwendet. Neben der statistischen Fertigungskontrolle ist auch eine hundertprozentige Belastungsprüfung von Federn oder Federsäulen durchführbar. Die zulässigen Kraftabweichungen für Normfedern enthält die DIN 2093.

Für die Ermittlung der Federkräfte eignen sich die bei Druckfedern beschriebenen Federprüfwaagen.

8.8 Anwendungen

Tellerfedern eignen sich dort, wo hohe Kräfte auf kleinem Einbauraum realisiert werden müssen. Dabei lassen sich durch Kombination bzw. verschiedenartige Schichtung unterschiedliche Kennlinien schon mit genormten Abmessungen erzielen. Die in DIN 2093 genormten Tellerfedern sind in drei Reihen unterteilt, die sich durch unterschiedliche h_0 / t - Verhältnisse unterscheiden:

- Reihe A: $h_0 / t = 0,40$ Kennlinie annähernd linear
- Reihe B: $h_0 / t = 0,75$ Kennlinie leicht degressiv
- Reihe C: $h_0 / t = 1,30$ Kennlinie degressiv

Tellerfedern sind ohne Aufnahme oder Führung nicht funktionsfähig. Bei Federsäulen wird in der Regel eine Innenführung (Führungsbolzen) und nur in Ausnahmen eine Außenführung verwendet. Die Führungsflächen der Aufnahmeteile sollten gehärtet (Härte > 55 HRC) und geschliffen oder poliert sein. Tabelle 8.4 enthält in DIN 2093 empfohlene Richtwerte für das Spiel zwischen dem Führungsdorn und dem Tellerfederdurchmesser.

Anwendung von Federsäulen

D_i in [mm]	Spiel in [mm]
$D_i \leq 16$	$\approx 0,2$
$16 < D_i \leq 20$	$\approx 0,3$
$20 < D_i \leq 26$	$\approx 0,4$
$26 < D_i \leq 31,5$	$\approx 0,5$
$31,5 < D_i \leq 50$	$\approx 0,6$
$50 < D_i \leq 80$	$\approx 0,7$
$80 < D_i \leq 140$	$\approx 0,8$
$140 < D_i \leq 250$	$\approx 0,9$

Tabelle 8.4

Spiel zwischen Federdurchmesser und Aufnahmeteil nach DIN 2093

Bei Außenführung muss D_i durch D_e ersetzt werden

Trotz Verwendung eines Führungsdornes ist eine gegenseitige Verschiebung der Tellerfedern zueinander in einer Federsäule nicht ganz vermeidbar, weshalb die praktisch verwendbare Länge einer Tellerfedersäule begrenzt ist. Die ungespannte Länge L_0 der Federsäule sollte deshalb $3 \cdot D_e$ nicht überschreiten.

Eine weitere Grenze für Federsäulen ist das Formverhältnis h_0 / t . Bereits bei Verhältnissen von $h_0 / t \approx 1,3$ kann die ungleichmäßige Belastung in einer Federsäule so groß werden, dass einzelne Federn „umschnappen“, womit die Funktion der Säule beeinträchtigt wird. In diesem Fall nehmen Sie bitte Kontakt zu unserem Berechnungsservice auf.

Um die Flächenpressung gering zu halten, sollte der Belastungsübergang vom Aufnahmeteil zur Tellerfeder immer am Außendurchmesser erfolgen. Aus diesem Grund bevorzugt man Federsäulen mit einer geraden Anzahl von Tellerfedern. Bei ungerader Federanzahl und dynamischer Belastung sollte man zumindest den Belastungsübergang mit dem Außendurchmesser an das bewegte Ende der Säule legen.

Anfragen

Es kann nach DIN 2093 oder einer Kundenzeichnung angefragt werden. Anfrageformulare und Ansprechpartner sind auf www.federfibel.de zu finden.

8.9 Berechnungsbeispiel

In einer Rohrleitung wird zur Betätigung eines Rückschlagventils eine Tellerfeder eingesetzt. Bei drucklosem Rohr ist die Tellerfeder im vorgespannten Zustand. Durch Druckbeaufschlagung wird die Vorspannkraft der Feder überschritten und diese bis zum Anschlag (Blockhöhe L_c) belastet.

Gegeben

1. Tellerdicke $t = 2,0$ mm
2. Innendurchmesser $D_i = 20,4$ mm
3. Außendurchmesser $D_e = 40,0$ mm
4. Bauhöhe (ungespannt) $L_0 = 2,8$ mm
5. Nichtrostendes Federband 1.4568 nach DIN EN 10151
 $E = 200000$ MPa für den kaltgewalzten Zustand und $\mu = 0,3$

Gesucht

- a) Dimensionierung
- b) Spannungsnachrechnung

a) Dimensionierung**Berechnung**

Nachdem die Feder plan gedrückt werden kann, muss nach Gleichung (8.9) die Federkraft bei Planlage berechnet werden.

$$F_c = F(s = h_0) = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t^3 \cdot h_0}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4^2$$

Mit

$$\delta = \frac{D_e}{D_i} = \frac{40 \text{ mm}}{20,4 \text{ mm}} = 1,96$$

ergibt sich aus Gleichung (8.2)

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\delta - 1}{\delta}\right)^2}{\left(\frac{\delta + 1}{\delta - 1} - \frac{2}{\ln \delta}\right)} = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{1,96 - 1}{1,96}\right)^2}{\frac{1,96 + 1}{1,96 - 1} - \frac{2}{\ln 1,96}} = 0,69$$

Da die Feder ohne Auflagefläche hergestellt wird, ist $k_4 = 1$ und somit ergibt sich für die Blockkraft

$$F_c = \frac{4 \cdot 200000 \text{ MPa} \cdot (2 \text{ mm})^3 \cdot 0,8 \text{ mm}}{1 - 0,3^2} \cdot \frac{1}{0,69 \cdot (40 \text{ mm})^2} = 5096 \text{ N}$$

b) Spannungsnachrechnung

Die maximale Blockspannung liegt immer an Stelle II oder III. Nach Bild 8.10 liegt die höchste Spannung an der Stelle II.

Mit

$$K_2 = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{\frac{\delta - 1}{\ln \delta} - 1}{\ln \delta} = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{\frac{1,96 - 1}{\ln 1,96} - 1}{\ln 1,96} = 1,21$$

und

$$K_3 = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{\delta - 1}{\ln \delta} = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{1,96 - 1}{\ln 1,96} = 1,36$$

ergibt sich nach Gleichung (8.12) für die Stelle II eine Spannung von

$$\sigma_{cII} = \frac{4 \cdot E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{t}{K_1 \cdot D_e^2} \cdot K_4 \cdot h_0 \cdot \left[K_4 \cdot K_2 \cdot \left(\frac{h_0}{t} - \frac{s}{2 \cdot t} \right) - K_3 \right]$$

$$\begin{aligned} \sigma_{cII} &= \frac{4 \cdot 200000 \text{ MPa}}{1 - 0,3^2} \cdot \frac{2,0 \text{ mm}}{0,69 \cdot (40 \text{ mm})^2} \cdot \\ &\quad \cdot 0,8 \text{ mm} \cdot \left[1,21 \cdot \left(\frac{0,8 \text{ mm}}{2 \text{ mm}} - \frac{0,8 \text{ mm}}{2 \cdot 2 \text{ mm}} \right) - 1,36 \right] \end{aligned}$$

$$\sigma_{cII} = 1427 \text{ MPa}$$

Die auftretende maximale Biegespannung liegt somit im zulässigen Rahmen von 1400 MPa bis 1600 MPa.

Kapitel 9 Formfedern



9.1 Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
b, b_0	mm	Breite
E	MPa	Elastizitätsmodul
F, F_1, F_2, F_R	N	Kraft
h	mm	Blechdicke
l, L, L_0, L_1, L_2	mm	Länge
R	N/mm	Federrate
s	mm	Federweg
σ_{\max}	MPa	maximale Biegespannung

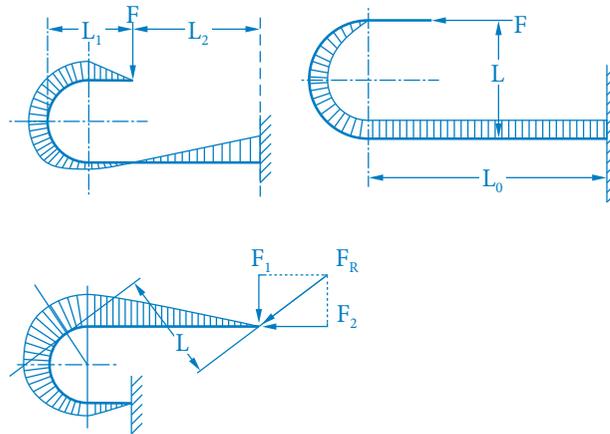
9.2 Begriffe

Bei den Formfedern unterscheidet man zwischen Drahtformfedern und Flachformfedern, je nachdem, ob Draht oder Band als Ausgangsmaterial Verwendung findet. Formfedern aus Flachmaterial haben im Allgemeinen keine Beschränkungen in Bezug auf die angebrachten Biegungen und Ausstanzungen, solange sich die gewünschte Form durch eine Abwicklung darstellen lässt.

9.3 Statische Belastung

Die große Formenvielfalt macht es sehr aufwendig und schwierig, Formfedern mit klassischen analytischen Methoden zu dimensionieren. Ausgangspunkt der Berechnung ist stets die genaue Kenntnis des Momentenverlaufes.

Bild 9.1
Momentenverläufe

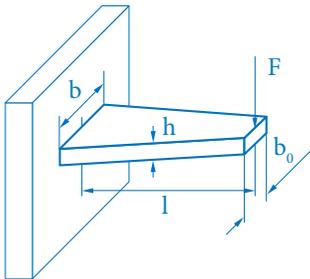


Ist die Feder nicht in einer Ebene (2D) gefertigt, sondern hat Biegungen in jeder Raumrichtung (3D), treten zusätzlich Torsionsmomente auf, die in der Berechnung zu berücksichtigen sind.

Für steife Balkentragwerke ist der Momentenverlauf gut zu ermitteln, da die Verformungen sehr klein bleiben (geometrisch linear). Anschließend lassen sich die Belastungsspannungen mit den Gleichungen von Palm [9.1] berechnen. Für Federn mit sehr großen Verformungen (geometrisch nichtlinear) ändern sich die Momentenverläufe jedoch schon während der Belastung so stark, dass die erzielten Ergebnisse mit dieser Methode nur einen Abschätzungscharakter haben.

Formfedern werden daher heute normalerweise mit Finite-Elemente-Methode (FEM)-Programmen dimensioniert. Diese sind in der Lage, alle im Anwendungsfall auftretenden Randbedingungen abzubilden. Unser Berechnungsservice unterstützt und berät Sie gerne bei solchen Fragestellungen.

Da die meisten Formfedern im Wesentlichen auf Biegung belastet werden, kann eine erste, sehr grobe Abschätzung mit Hilfe der Formeln für einen Biegebalken erfolgen. Diese sind im Folgenden aufgeführt. Doch selbst bei sehr einfachen Federn wird der Rechenaufwand schnell sehr unübersichtlich und eine Simulation wird schneller, exakter und aussagekräftiger.



Federweg

$$s = \frac{12 \cdot F \cdot l^3}{\left(2 + \frac{b_0}{b}\right) \cdot E \cdot b \cdot h^3} \quad (9.1)$$

Federrate

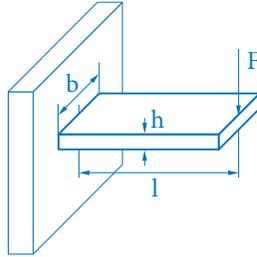
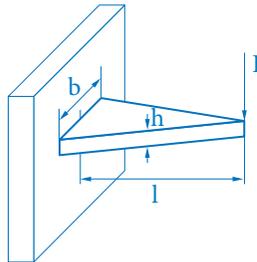
$$R = \frac{\left(2 + \frac{b_0}{b}\right) \cdot E \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot l^3} \quad (9.2)$$

Trapezfeder (einseitig eingespannt)

Bild 9.2
Trapezfeder

Spannung

$$\sigma_{max} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \quad (9.3)$$

Rechteckfeder (einseitig eingespannt)Bild 9.3
Rechteckfedermit $b_0 = b$ in Gleichung (9.1) und (9.2) für die Trapezfeder**Dreiecksfeder (einseitig eingespannt)**Bild 9.4
Dreiecksfedermit $b_0 = 0$ in Gleichung (9.1) und (9.2) für die Dreiecksfeder**9.4 Dynamische Belastung**

In der Regel sind Formfedern, insbesondere Flachformfedern, nur zeitfest und nicht dauerfest. Zur Erzielung einer dauerfesten Formfeder sind spezielle Vorkehrungen erforderlich, die nicht bei jeder Konstruktion bzw. Ausführungsart möglich sind. Aus diesem Grunde ist bei dynamisch belasteten Formfedern eine Kontaktaufnahme mit unserem Berechnungsservice schon im Entwicklungsstadium unbedingt erforderlich.

9.5 Werkstoffauswahl

Für Formfedern aus Band können sowohl weichgeglühte als auch vergütete Federbänder aus unlegierten oder niedriglegierten Federstählen nach DIN EN 10132-4 zur Anwendung kommen, wobei für dynamische Anwendungen runde Kanten (runde Naturkante oder arrondierte Kanten) empfohlen werden. Entscheidend für die Wahl des Materials (weiches oder federhartes Band) ist die notwendige Umformbarkeit für die spezielle Federform.

Neben den bekannten gehärteten Federbändern sind auch patentierte und kaltgewalzte bzw. zwischenstufenvergütete Federbänder mit Festigkeiten von 950 MPa bis 1400 MPa, z. B. die PT- oder PS-Bänder^{®*}, einsetzbar. Bei der Materialauswahl sollten Sie die Erfahrung unseres Berechnungsservices nutzen.

**PT-Bänder[®] und PS-Bänder[®] sind
Markenzeichen der Fa. Kaltwalzwerke
Brockhaus GmbH.*

Für korrosionsbeständige Formfedern kann Band aus 1.4310 oder 1.4568 nach DIN EN 10151 verwendet werden.

Für Formfedern aus Draht werden vorwiegend patentiert-gezogene Drähte der Sorten SL, SM, SH und DH angewendet. Im verzinkten Zustand eignen sich diese Drähte auch für mittlere Korrosionsbelastungen. Für korrosionsbeständige Drahtformfedern ist ebenso die Verwendung nichtrostender Drähte nach DIN EN 10270-3 der Sorte 1.4310 üblich. Andere Möglichkeiten sind im Abschnitt 11.8 erläutert.

9.6 Herstellung

Formfedern aus Draht oder Band werden durch Stanzen bzw. Biegen gefertigt. Durch die gut beherrschbaren Fertigungsprozesse, für die eine breite Palette von Fertigungsautomaten zur Verfügung steht, lässt sich eine sehr große Formenvielfalt kostengünstig herstellen.

Bei der Verarbeitung von weichgeglühtem Band ist nach der Kaltumformung ein Härten und Anlassen erforderlich. Werden federharte Bänder eingesetzt, wird lediglich ein Anlassen (Spannungsarmglühen) durchgeführt.

9.7 Prüfungen

In Fällen, in denen eine Federkraftprüfung notwendig ist, sollten Federhersteller und Kunde gleiche Prüfvorrichtungen verwenden. Für die Ermittlung der Federmomente bzw. Federkräfte eignen sich die bei Dreh-, Zug- und Druckfedern beschriebenen Federprüfwaagen.

9.8 Berechnung komplexer Stanz-Biegeteile mit der Finite-Elemente-Methode (FEM)

Klappenfeder

Anwendung als Rückschlagventil in Hydrauliksystemen

Bild 9.5

Berechnung bei einer Druckbelastung

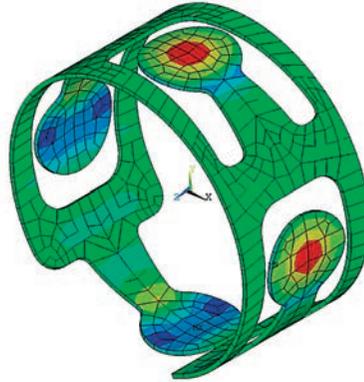


Bild 9.6

Berechnung der Klappensteifigkeit

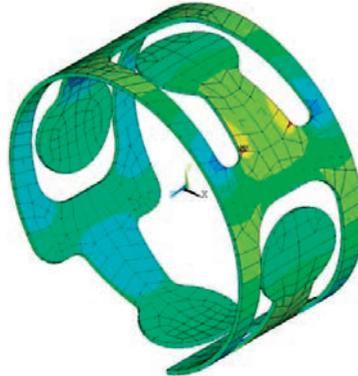
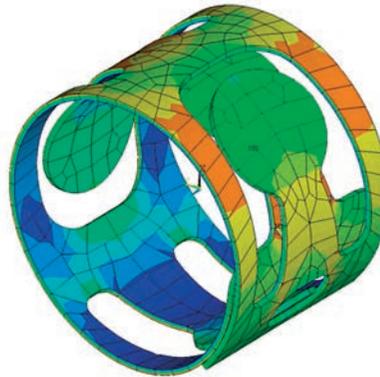
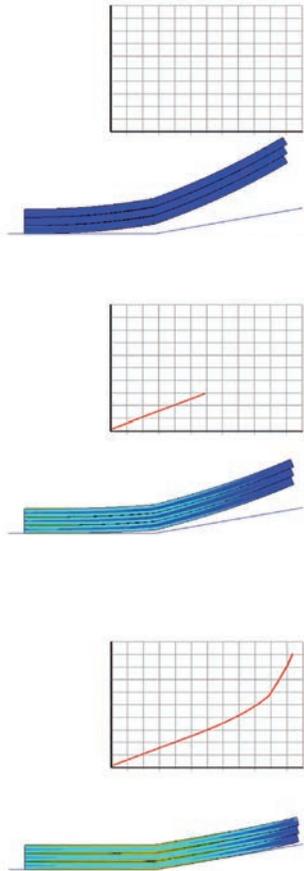


Bild 9.7

Montagesimulation



(mit freundlicher Genehmigung
der Fa. Hydraulik-Ring)

Geschichtete Blattfedern*Bild 9.8**Geschichtete Blattfedern*

Einfach geschichtete Blattfedern können mit Hilfe einer Reihenschaltung von Blattfedern behandelt werden.

Bitte beachten Sie bei der Anfrage die folgenden Hinweise:

- Es sind unbedingt eindeutige Zeichnungen mit den notwendigen Ansichten erforderlich.
- Die Bereitstellung eines Einbauteils ist oft zweckmäßig.

Anfragen

Anfrageformulare und Ansprechpartner sind auf www.federfibel.de zu finden.

Kapitel 10 **Werkstoffe**

10.1 Grundlagen

Die wichtigste Anforderung an jeden Federwerkstoff besteht darin, bis zu einer möglichst hohen Belastung ohne bleibende Verformung Arbeit zu speichern und wieder abzugeben.

Da eine bleibende Verformung nicht von vornherein ausgeschlossen werden kann, wird diese unter gewissen Randbedingungen bis zur Elastizitätsgrenze bzw. Streckgrenze des Werkstoffes akzeptiert. Fundamentale Bedeutung kommt hierbei den metallischen Federwerkstoffen zu.

Im Bereich der elastischen Beanspruchung eines Werkstoffes stellt das Hookesche Gesetz die Hypothese dar, wonach die Dehnung ε der Normalspannung σ proportional ist. Die Proportionalitätskonstante ist der Elastizitätsmodul E .

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \quad (10.1)$$

Für die Verdrehung gilt sinngemäß der Zusammenhang zwischen der Schiebung γ , der Schubspannung τ und dem Schubmodul G :

$$\tau = \gamma \cdot G \quad (10.2)$$

Maßstab für das Leistungsvermögen eines Federwerkstoffes sind unter diesem Aspekt der Elastizitätsmodul bzw. der Schubmodul als nicht beeinflussbare physikalische Größen des Federwerkstoffes. In diesen Kenngrößen drückt sich die Steifigkeit des Federwerkstoffes aus.

Über diesen grundsätzlichen Zusammenhang zwischen elastischer Verformung und im Federbauteil wirksamer Spannung (vorzugsweise Biegespannung oder Schubspannung) hinaus werden an Federwerkstoffe weitere Forderungen gestellt. So wird z. B. die Zuverlässigkeit dynamisch beanspruchter Federn mit einer möglichst hohen Dauerfestigkeit des Werkstoffes erreicht. Der Federwerkstoff benötigt dazu ein großes Maß an Zähigkeit und sollte kerb- und rissunempfindlich sein.

Darüber hinaus ergeben sich weitere Anforderungen für Federwerkstoffe aus:

- den Umformmöglichkeiten,
- der thermischen Belastbarkeit (siehe Bild 10.1),
- der Korrosionsbeständigkeit.

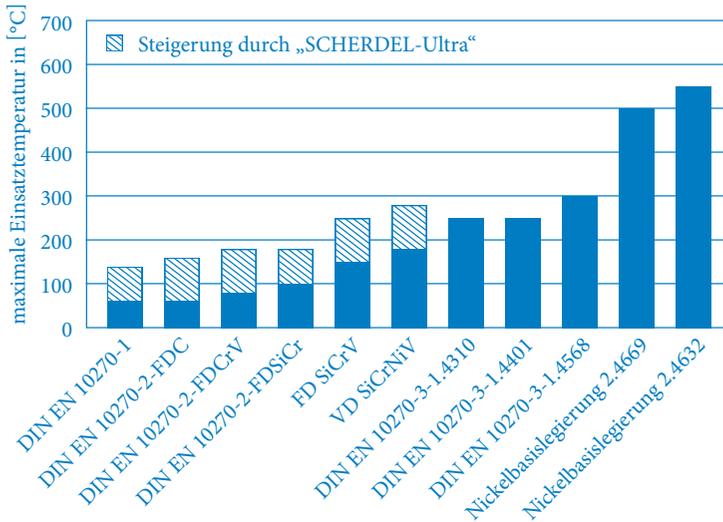


Bild 10.1
Thermische Belastbarkeit
von Federwerkstoffen

Die in den einzelnen Werkstofftabellen genannten Arbeitstemperaturen gelten für hohe Werkstoffbeanspruchungen ohne spezielle Anforderungen an die Relaxation. Für weitere Fragen nehmen Sie bitte Kontakt mit unserem Berechnungsservice auf.

In besonderen Fällen wird darüber hinaus eine definierte elektrische Leitfähigkeit oder eine genau festgelegte Verhaltensweise bei von der Raumtemperatur abweichenden Arbeitstemperaturen verlangt (Hochtemperatur- oder Tieftemperatureinsatz, möglichst temperaturunabhängiges Elastizitätsverhalten).

Bedeutsam für die Federentwicklung und -herstellung ist das Umformvermögen des Federwerkstoffes. Da insbesondere für kaltgeformte Federn die meisten Federwerkstoffe im kaltverfestigten bzw. vergüteten Zustand vorliegen, ist für die Federherstellung ein hohes Maß an Umformvermögen erforderlich. Die im Federwerkstoff vorhandene Duktilität muss also die umformtechnische Gestaltung von Schraubenfedern, Biegefedern oder Drahtformfedern gestatten.

Ein weiteres wichtiges Kriterium für die Werkstoffauswahl ist die für die Feder geforderte Lebensdauer. Es wird deshalb zwischen statischen, quasistatischen und dynamischen Beanspruchungen unterschieden.

Eine statische Beanspruchung liegt dann vor, wenn auf die Feder eine zeitlich konstante Kraft wirkt. Als quasistatisch gilt eine Beanspruchung, bei der zeitlich veränderliche Belastungen mit

vernachlässigbar kleinen Hubspannungen (kleiner $0,1 \cdot$ Dauerhubfestigkeit) ohne schlagartige Be- und Entlastungen aufgebracht werden oder wenn die Gesamtlastspielzahl unter 10^4 liegt.

Als dynamische Beanspruchung wird ein Zustand definiert, bei dem auf die Feder zeitlich veränderliche Kräfte einwirken, die entweder zufällig erfolgen (stochastisch) oder einer harmonischen Änderung folgen (z. B. sinusförmig). Liegt die Gesamtzahl der Beanspruchungen mit einer derartigen Charakteristik im Lastspielbereich von größer 10^4 , aber kleiner 10^7 Lastspiele, spricht man vom Bereich der Zeitfestigkeit. Wird von einer Feder eine Gesamtlebensdauer größer 10^7 Lastspiele bis in den Bereich „unendlich“ verlangt, spricht man von einer dauerfesten Feder (vgl. Kapitel 2.9).

Für Beanspruchungen im Bereich der Zeitfestigkeit sind grundsätzlich die entsprechenden Zeitfestigkeitsschaubilder, für Beanspruchung bei dynamischer Belastung die Dauerfestigkeitsschaubilder maßgebend. Einschränkend muss festgestellt werden, dass diese Diagramme meist nur für eine sinusförmige Belastungscharakteristik zutreffen. Für abweichende Belastungsarten oder spezielle Werkstoffqualitäten empfiehlt sich grundsätzlich eine Rücksprache mit unserem Berechnungsservice. Maßnahmen zur Erhöhung der Lebensdauer sind in den Kapiteln 11.6 und 11.7 beschrieben.

Außerordentlich bedeutsam ist der Aspekt der vertretbaren Relaxation der Feder. Unter Relaxation wird ein spannungs-, temperatur- und zeitabhängiger Kraftverlust bei konstanter Einbaulänge verstanden. Für die Federwerkstoffe liegen diese Relaxationsschaubilder in den entsprechenden Normen bzw. Werkstoffdatenblättern vor. Möglichkeiten zur Verringerung der Relaxation sind in dem Kapitel 11.7 erläutert.

Die Kriterien zur Auswahl des Federwerkstoffes kann man also wie folgt zusammenfassen:

- Beanspruchungshöhe und Beanspruchungsart,
- geometrische Randbedingungen (Federlänge, Einbauraum, etc.),
- Arbeitstemperaturanforderungen,
- Korrosionsanforderungen,
- Werkstoff- und Herstellungskosten.

Die Reihenfolge dieser Kriterien kann man entsprechend den tatsächlichen Beanspruchungsbedingungen variieren. Der Aspekt Werkstoffkosten wird aber in vielen Fällen eine entscheidende Größe darstellen.

10.2 Federdrähte

In den 70er Jahren des 19. Jahrhunderts begann man, den Federdraht nach einer bestimmten Wärmebehandlung zu ziehen und konnte damit eine wesentliche Qualitätssteigerung erzielen. Nach einem Patent des Engländers William Smith nannte man dieses Material patentiert-gezogenen Draht.

Patentiert-gezogene Federstahldrähte

Der vorgewalzte oder vorgezogene Draht wird beim Patentieren auf Härtetemperatur erhitzt und anschließend in einem Bleibad, Salzbad oder an Luft auf 500 °C - 600 °C isothermisch abgeschreckt. Es entsteht ein fein perlitisches (sorbitisches) Gefüge. Anschließend wird der Drahtquerschnitt durch Kaltziehen auf das gewünschte Maß reduziert. Die Querschnittsverminderung beträgt bis über 80 %. Dabei erfährt der Draht gewisse Veränderungen seiner kennzeichnenden Werte, wie Zugfestigkeit, Elastizitätsgrenze, Dehnung, Einschnürung, Biege- und Verdrehwechselfestigkeit.

Patentiert-gezogener Federstahldraht ist in Deutschland in DIN EN 10270-1 beschrieben. Diese Norm entspricht in Amerika etwa ASTM A 227 bzw. ASTM A 228. Für den patentiert-gezogenen Federstahldraht sind verschiedene Oberflächenzustände üblich:

- naßblank,
- trockenblank,
- phosphatiert gezogen,
- verzinkt,
- verzinkt,
- Zn/Al-beschichtet.

Besondere Bedeutung kommt den verzinkt gezogenen Drähten zu. In der Regel stehen diese Federdrähte in den Drahtdicken von 0,5 mm bis 4,0 mm zur Verfügung. Je nach Drahtdicke sind Zinkauflagen von 45 g/m² bis 150 g/m² (entspricht einer Schichtdicke von 8 µm bis 20 µm) möglich.

Drahtsorte SL nach DIN EN 10270-1
 Drahtsorte SM nach DIN EN 10270-1
 Drahtsorte SH nach DIN EN 10270-1
 Drahtsorte DM nach DIN EN 10270-1
 Drahtsorte DH nach DIN EN 10270-1

Ölschlussvergütete Federstahldrähte

Da durch das Kaltziehen die Verdrehwechselfestigkeit von Stahldraht geringer wird, wurden Materialgüten entwickelt, die für Druck- und Zugfedern bei hoher Schwingbeanspruchung besonders geeignet sind. Der Draht wird nach dem Ziehen auf das Gebrauchsmaß in Öl schlussvergütet und erhält dadurch die für seinen Einsatz notwendigen Eigenschaften. An Randentkohlung und Oberflächengüte werden hohe Forderungen gestellt.

Beim Verarbeiten muss größte Sorgfalt angewandt werden, um Beschädigungen zu vermeiden. Die Federn werden nach der Formgebung angelassen und zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit fast immer kugelgestrahlt. Derzeit werden nahezu ausschließlich legierte Federdrähte in ölschlussvergüteter Qualität verwendet.

Die derzeit verwendeten Ventildrahtgüten werden immer häufiger als geschältes Material mit kontinuierlich geprüfter Oberfläche eingesetzt.

Beim Schälen trägt man vom Walzdraht etwa 0,15 mm der Oberflächenschicht ab. Nach anschließender Wärmebehandlung zum Abbau von Neuhärtezonen und Spannungen wird der Draht dann auf den Enddurchmesser reduziert. Der geschälte Draht besitzt eine um etwa 10% höhere Dauerschwingfestigkeit.

Während die Oberflächenfehler bei geschältem Draht deutlich an Bedeutung verloren haben, treten oberflächennahe nichtmetallische Einschlüsse als Fehlerursache immer häufiger in den Vordergrund.

Aus diesem Grunde befasst sich die Entwicklung mit der Verringerung des Einflusses der Einschlüsse. Dadurch ist es möglich, den Si-Cr legierten Ventildraht VDSiCr für höchst beanspruchte Federn einzusetzen. Mit der größeren Festigkeit ist auch eine erhöhte Dauerschwingfestigkeit verbunden.

Eine weitere Erhöhung der Dauerwechselfestigkeit von Druckfedern wurde mit einer Optimierung der Eigenspannungen in der Feder über ein spezielles Fertigungsverfahren erreicht. Durch das sogenannte SOF-Verfahren (spannungsoptimierte Fertigung) kann die Dauerfestigkeit nochmals um bis zu 10 % erhöht werden.

Drahtsorte FDC nach DIN EN 10270-2
Drahtsorte TDC nach DIN EN 10270-2
Drahtsorte VDC nach DIN EN 10270-2
Drahtsorte FDCrV nach DIN EN 10270-2
Drahtsorte TDCrV nach DIN EN 10270-2

Drahtsorte VDCrV nach DIN EN 10270-2
 Drahtsorte FDSiCr nach DIN EN 10270-2
 Drahtsorte TDSiCr nach DIN EN 10270-2
 Drahtsorte VDSiCr nach DIN EN 10270-2
 Drahtsorte FDSiCrV
 Drahtsorte TDSiCrV
 Drahtsorte VDSiCrV
 Drahtsorte VDSiCrNiV

Nichtrostende Federstahl­drähte basieren auf austenitischen, Chrom-Nickel-legierten Stählen, die durch Kaltverfestigung auf hohe Festigkeit gebracht wurden. Sie werden im federharten Zustand zu Federn verarbeitet und danach wärmebehandelt. Die Wärmebehandlung, das Anlassen bzw. das Aushärten bei der Güte 1.4568 kann entscheidend die Federfunktion beeinflussen.

Nichtrostende Federstahl­drähte

Für gute Korrosionsbeständigkeit ist eine blanke Oberfläche der Federn nützlich. Das kann durch Reinigen, Beizen nach dem Anlassen oder Wärmebehandlung unter Schutzgas erfolgen. Elektropolieren steigert die Dauerfestigkeit nichtrostender Federn.

Draht 1.4310 NS nach DIN EN 10270-3
 Draht 1.4310 HS nach DIN EN 10270-3
 Draht 1.4401 nach DIN EN 10270-3
 Draht 1.4568 nach DIN EN 10270-3

Allgemein kann gesagt werden, dass Nichteisen-Materialien nur in Ausnahmefällen eingesetzt werden, um besondere Einsatzbedingungen zu erfüllen.

Federdrähte aus NE-Metalllegierungen

Die Kupferknetlegierungen werden immer mehr aus der Federfertigung verdrängt. Nur dort, wo es gleichzeitig auf gute elektrische Eigenschaften ankommt, können sie sich behaupten.

Bei den Nickellegierungen handelt es sich meist um korrosionsfeste und hochtemperaturbeständige Legierungen, die unbedingt nach den Vorschriften der Herstellerfirmen behandelt werden sollten. Einige Nickelbasislegierungen zeigen einen sehr konstanten G-Modul-Verlauf über ein weites Temperaturfeld und wurden deshalb in der Messtechnik eingesetzt. Die zunehmende Verwendung elektronischer Messgeräte verkleinert diesen Einsatzbereich stark.

Federn aus Aluminiumlegierungen werden normalerweise nur in der Tieftemperaturtechnik sowie der Luft- und Raumfahrttechnik eingesetzt. Während derartige Legierungen auch bei tiefsten

Temperaturen nicht verspröden, steht ihrem günstigen Gewicht jedoch der größere benötigte Bauraum gegenüber.

Titanlegierungen haben ein günstiges Festigkeits-Gewichtsverhältnis und sind sehr korrosionsbeständig. Sie eignen sich sowohl für tiefste Temperaturen als auch für begrenzt warmfeste Federn. Federn aus Titanlegierungen sind um etwa zwei Drittel leichter als Stahlfedern. Eine Alterung kann die Festigkeitswerte beachtlich erhöhen.

Draht aus Kupferbasislegierung CW507L nach DIN EN 12166
 Draht aus Kupferbasislegierung CW452K nach DIN EN 12166
 Draht aus Kupferbasislegierung CW409J nach DIN EN 12166
 Draht aus Kupferbasislegierung CW101C nach DIN EN 12166
 Draht aus Nickelbasislegierung 2.4669
 Draht aus Nickelbasislegierung 2.4632
 Draht aus Aluminiumbasislegierung EN AW-7075 nach DIN EN 1301
 Draht aus Titanbasislegierung Ti-3Al-8V-6Cr-4Mo-4Zr

10.3 Federbänder

Bei den nachfolgend beschriebenen Federbändern ist die Angabe des Festigkeitszustandes wichtig, weil dieser die Fertigungstechnologie, aber auch die Federfunktion entscheidend beeinflusst. Einzelheiten können den zitierten Normen entnommen werden.

Unlegierte bzw. niedriglegierte Federstahlbänder

Diese Federbänder werden sowohl im federharten (vergüteten) Zustand (Materialbezeichnung + QT) als auch im weichen Zustand (weichgeglüht, Materialbezeichnung + A bzw. weichgeglüht und leicht nachgewalzt + LC) verwendet. Beim vergüteten Zustand ist Ölhärtung oder isotherme Härtung möglich.

Über den Anlieferungszustand entscheidet die Federform und die Herstellungstechnologie. Die benötigten Festigkeitseigenschaften müssen bei der Bestellung entweder als Härte- oder als Zugfestigkeitswert angegeben werden. Vergütetes Band ist in verschiedenen Oberflächenausführungen lieferbar wie z. B.

- blank,
- graublau,
- poliert durch Schleifen,
- poliert durch Bürsten,
- poliert und auf Farbe angelassen,
- gelb

Band 1.1231 nach DIN EN 10132-4
 Band 1.1248 nach DIN EN 10132-4
 Band 1.1269 nach DIN EN 10132-4
 Band 1.1217 nach DIN EN 10132-4
 Band 1.1274 nach DIN EN 10132-4
 Band 1.1224 nach DIN EN 10132-4
 Band 1.8159 nach DIN EN 10132-4
 Band 1.2235 nach DIN EN 10132-4

Rostfreie Federstahlbänder werden in der Regel im federharten Zustand verwendet. Die nach der Federfertigung durchzuführende Wärmebehandlung hat einen entscheidenden Einfluss auf die Federfunktion. Für eine gute Korrosionsbeständigkeit ist eine blanke Oberfläche der Federn notwendig. Diese erhält man durch Reinigen bzw. Beizen oder Anlassen unter Schutzgas. Elektropolieren kann die Dauerfestigkeit erhöhen.

Band 1.4301 nach DIN EN 10151
 Band 1.4310 nach DIN EN 10151
 Band 1.4369 nach DIN EN 10151
 Band 1.4401 nach DIN EN 10151
 Band 1.4568 nach DIN EN 10151

Hier werden nur Kupferknetlegierungen aufgeführt, die im federharten, d. h. kaltverfestigten Zustand zu Federn verarbeitet werden. Auf Grund der gegenüber Federstahl niedrigeren Festigkeitseigenschaften neigen sie zum Kriechen. Während diese Werkstoffe über eine gute elektrische Leitfähigkeit und eine hohe Korrosionsbeständigkeit verfügen, sind Dauerfestigkeit und Wärmebeständigkeit in der Regel geringer als bei Federstählen.

Band aus Kupferbasislegierung CW507L nach DIN EN 1652
 Band aus Kupferbasislegierung CW452K nach DIN EN 1652
 Band aus Kupferbasislegierung CW409J nach DIN EN 1652
 Band aus Kupferbasislegierung CW101C nach DIN EN 1652

Die aushärtbaren Cu-Be-Legierungen wie CW101C weisen höhere Festigkeitseigenschaften auf. Ihr Einsatz ist jedoch in vielen Ländern aus Umweltschutzgründen nicht erlaubt.

Werkstofftabellen sind auf www.federfibel.de zu finden.

Nichtrostende Federstahlbänder

Federbänder aus NE-Metalllegierungen

Kapitel 11 Federherstellung



11.1 Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Benennung
C		Konstante zur Berechnung des Hollomon-Parameters
D	mm	mittlerer Windungsdurchmesser
D_{i1}	mm	Wickeldorndurchmesser
d	mm	Nennndurchmesser des Runddrahtes
G		Rundungsgrad des Strahlkorns
K		Rückfederungsfaktor
n		Anzahl der federnden Windungen
P		Hollomon-Parameter
R	N/mm	Federrate
R_m	MPa	Zugfestigkeit
r	mm	Radius des Biegestempels
r_{min}	mm	Mindestbiegeradius
r_1	mm	Radius des Teils nach der Rückfederung
s_{setz}	mm	Setzbetrag
T	K	Temperatur
t	mm	Banddicke
t_h	h	Zeit
α	°	Winkel der Biegevorrichtung
α_1	°	Winkel des Teils nach der Rückfederung
γ_{bl}		bleibende Schiebung
τ	MPa	Schubspannung

11.2 Herstellung von Formfedern aus Draht und Band

Bei der Umformung von Drähten bzw. Bändern zu Draht- oder Flachformfedern werden mechanische Pressen sowie Mehrschieberbiegeautomaten mit mechanischer oder CNC-Steuerung eingesetzt.

Insbesondere bei Flachformfedern entscheidet die Kompliziertheit der Form darüber, ob weichgeglühte, halbhart gewalzte oder schlussvergütete Bänder verarbeitet werden (siehe Werkstoffe - Federbänder). Weist die Feder topfförmige Abschnitte auf, die ein Tiefziehen erfordern, dann kann sogar bei weichgeglühtem Stahlband das mögliche Umformvermögen nicht ausreichen.

Generell nimmt die Umformbarkeit mit steigender Zugfestigkeit ab und die Rückfederung nach dem Biegen zu.

Die Mindestbiegeradien für verschiedene Werkstoffe gehen aus den Tabellen 11.1 und 11.2 hervor. Bei Unterschreitung dieser Werte sollte Kontakt zu unserem Berechnungsservice aufgenommen werden.

Werkstoff	weichgeglühter Draht, SL nach DIN EN 10270-1	SM, DM nach DIN EN 10270-1	SH, DH nach DIN EN 10270-1, Draht nach DIN EN 10270-2
d in [mm]	Mindestradius r_{\min}		
$d \leq 4,0$	$1,0 \cdot d$	$1,2 \cdot d$	$1,4 \cdot d$
$4,0 < d \leq 7,0$	$1,2 \cdot d$	$1,4 \cdot d$	$1,6 \cdot d$
$7,0 < d \leq 10,0$	$1,4 \cdot d$	$1,6 \cdot d$	$1,8 \cdot d$
$10,0 < d$	$1,6 \cdot d$	$1,8 \cdot d$	$2,0 \cdot d$

*Tabelle 11.1
Richtwerte für Mindestbiegeradien
verschiedener Federdrähte*

Werkstoff	Zustand	Zugfestigkeit R_m in [MPa]	Mindestbiegeradius r_{\min} (bei Dicke $t \leq 2,0$ mm)	
			parallel zur Walzrichtung	senkrecht zur Walzrichtung
1.8159	geglüht vergütet	640	$1,75 \cdot t$	$1,25 \cdot t$
		1370	$5,5 \cdot t$	$3,5 \cdot t$
1.1231	geglüht vergütet	690	$2,0 \cdot t$	$1,25 \cdot t$
		1470	$6,5 \cdot t$	$5,0 \cdot t$
1.4310	kaltgewalzt	1860	$10,0 \cdot t$	$3,0 \cdot t \dots 6,0 \cdot t$
1.4568	kaltgewalzt	1850 ... 2200	$16,0 \cdot t$	$6,0 \cdot t$
PT 90Mn**	bainitiert	800 ... 1000	$0,50 \cdot t \dots 0,75 \cdot t$	$0,5 \cdot t$
PT 130**	bainitiert	1200 ... 1400	$2,0 \cdot t \dots 3,0 \cdot t$	$0,5 \cdot t \dots 1,0 \cdot t$

*Tabelle 11.2
Richtwerte für Mindestbiegeradien
verschiedener Federbänder*

**PT 90Mn® und PT 130® sind
Markenzeichen der Unternehmens-
gruppe C.D. Wälzholz.*

Anhaltswerte für die Rückfederung kann man aus Bild 11.1 entnehmen.

Bild 11.1

Rückfederung in Abhängigkeit von der Zugfestigkeit nach [11.1]

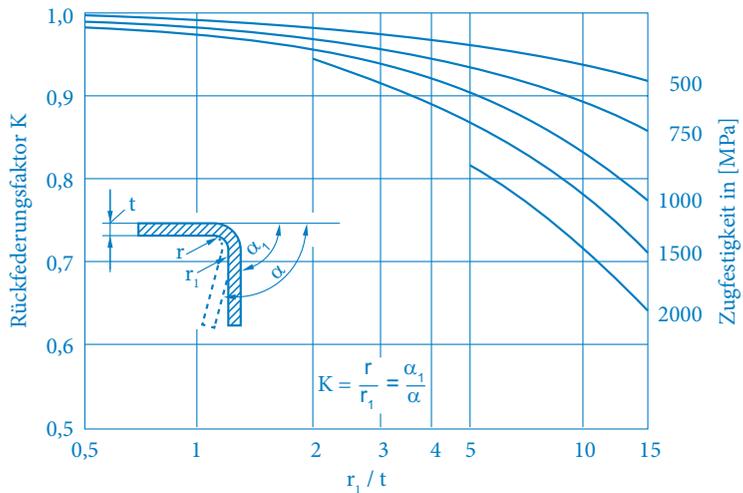
Rückfederungsfaktor $K = r / r_1 = \alpha_1 / \alpha$

α Winkel der Biegevorrichtung

α_1 Winkel des Teils nach der Rückfederung

r Radius des Biegestempels

r_1 Radius des Teils nach der Rückfederung



Für die Konstruktion von Biegewerkzeugen ist die Wahl des Biegeprinzips (siehe auch Bild 11.2) ausschlaggebend. Aufgrund der begrenzten Randdehnung der festen Federwerkstoffe ist ein Keilbiegen (Bild 11.2a und 11.2b) nicht zu empfehlen. Das Kantenbiegen (Bild 11.2c und 11.2d) ist in diesen Fällen besser geeignet.

Bild 11.2

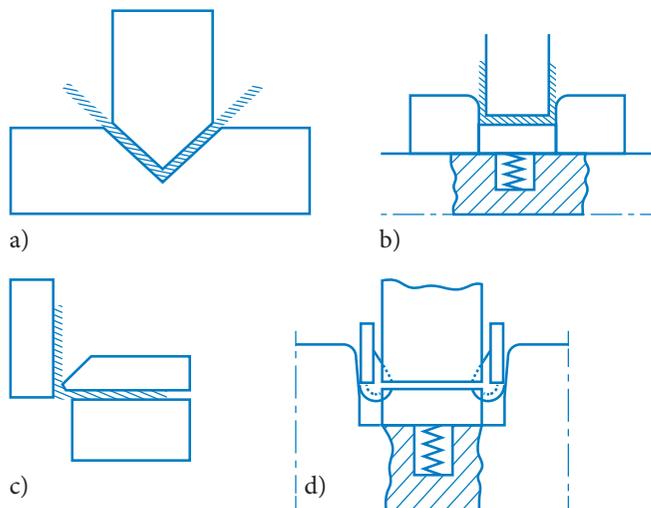
Biegeprinzipien nach [11.2]

a) Werkzeug mit Gegenhalter;

b) Keilbiegen;

c) Kantenbiegen;

d) Biegen mit Kippbackenwerkzeug



Eine allgemeine Anforderung an Federwerkstoffe ist die nach Gleichmäßigkeit der mechanischen Eigenschaften. Schwankungen der Werkstoffeigenschaften wirken sich sofort auf die Maß- und Formabweichungen der Feder aus. Prinzipiell ist die Kaltumformung mit größeren Toleranzen verbunden als man sie bei der spangebenden Formung kennt. Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768 sind deshalb nicht anwendbar. Der Konstrukteur muss bei der Festlegung der Toleranzen die speziellen Federnormen wie DIN EN 15800, DIN 2097, DIN 2192 und DIN 2194 beachten.

11.3 Herstellung von Schraubenfedern

Seit Anbeginn der Federproduktion gibt es zwei grundlegend unterschiedliche Herstellungsverfahren, die Kaltformgebung und die Warmformgebung. Wenn Materialabmessungen und Umformverhältnisse einen für Kaltumformung nicht tragbaren Aufwand an Kraft und Maschinenverschleiß erfordern oder das Material durch den hohen Umformgrad Schaden erleiden könnte, findet die Warmformgebung Anwendung. Das trifft üblicherweise bei Drahtfedern mit einem Draht- oder Stabdurchmesser $d > 16$ mm und bei Bandfedern mit einer Banddicke $t > 6$ mm zu.

Bei kleineren Abmessungen werden Drahtfedern durch Kaltumformung hergestellt, wobei die Grenze zwischen Warm- und Kaltumformung im Bereich zwischen 10 mm und 16 mm Drahtdurchmesser fließend ist. SCHERDEL befasst sich ausschließlich mit der Kaltumformung.

Je nach Größe des Wickelverhältnisses w als Verhältnis des mittleren Federdurchmessers D zum Drahtdurchmesser d ($w = D / d$) findet bei der Kaltformgebung eine große Werkstoffbeanspruchung statt. Aus diesem Grund müssen die federharten Werkstoffe noch über beachtliche Verformungsreserven verfügen.

Die in den speziellen Normen festgelegten mechanisch-technologischen Eigenschaften erlauben bei Schraubenfedern in der Regel ein Wickelverhältnis $w > 4$. Bei kleinerem Wickelverhältnis empfiehlt sich eine Kontaktaufnahme mit unserem Berechnungsservice.

Die Herstellung des Federkörpers ist eine Grundformgebung, an die sich weitere spanlose oder spanende Verfahren zur Herstellung spezieller Federenden, Federösen und dergleichen anschließen können. Die unterschiedlichen Möglichkeiten zur Ausführung der Federenden bei Zugfedern oder Drehfedern sind in den Kapiteln 4 oder 6 beschrieben.

Beim Trennen der Feder nach dem Wickeln / Winden entsteht ein Abschneidgrat, der beim „gratarmen Schnitt“ 10 % des Drahtdurchmessers nicht überschreiten darf. Dieser kann, falls notwendig, durch Entgraten (Fasen, Schleifen, Kugelstrahlen) entfernt werden.

SCHERDEL verfügt über eine Vielzahl von universellen und auch speziellen Federherstellungsautomaten, die eine kostengünstige Massenfertigung erlauben.

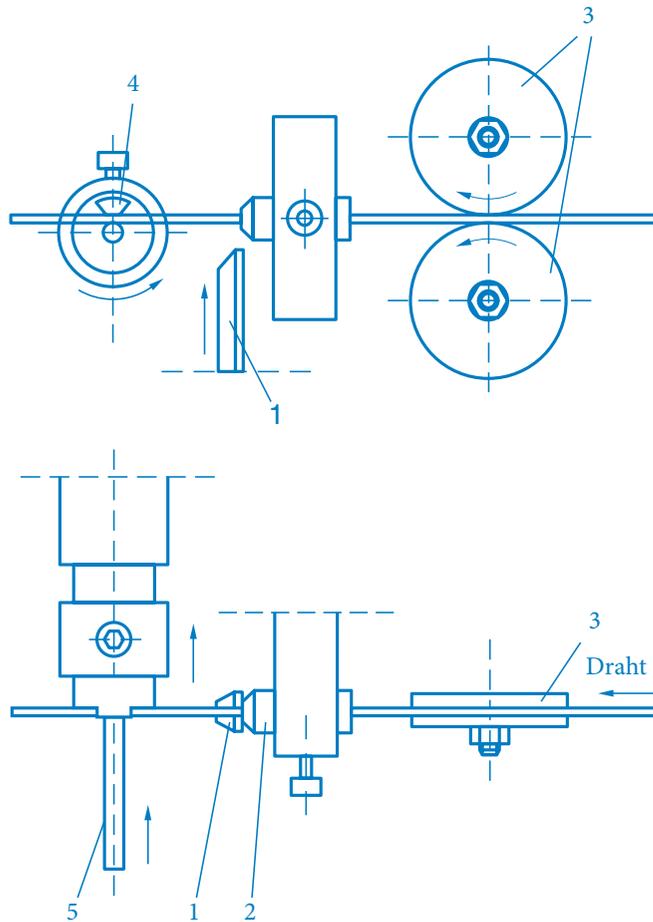
Wickeln

Die Formgebung einer Schraubenfeder kann durch Wickeln eines Drahtes um einen Dorn erfolgen. In Bild 11.3 ist hierzu das Wickelprinzip am Beispiel eines mechanischen Drehfederautomaten dargestellt.

Bild 11.3

Wickelprinzip bei Drehfederautomaten:

- 1 Trennmesser,
- 2 Abschneidpatrone (gleichzeitig Drahtführung),
- 3 Einzugsrollen (auch Zange möglich),
- 4 Mitnehmer,
- 5 Wickeldorn



Das Wickeln war bis zur Erfindung der ersten Federwindeautomaten 1912 bzw. 1923 das alleinige Herstellungsverfahren für Schraubenfedern und hat sich bis heute zumindest teilweise noch für die Herstellung von Drehfedern und Zugfedern mit Formösen behauptet. Weiterhin ist dieses Verfahren unersetzlich für die Herstellung von Prototypen und Musterfedern.

Beim Wickeln muss ein Drahtende am Ende des Wickeldornes festgehalten werden. Durch Drehen des Dornes erfolgt die Umformung, wobei der zuzuführende Draht von Hand oder durch geeignete Vorschubeinrichtungen geführt werden kann. Nach Beendigung der Umformung übt der umgeformte Federkörper durch die Rückfederung ein der Wickelrichtung entgegengerichtetes Drehmoment aus, das das Wickelwerkzeug zurückdreht (Vorsicht: Verletzungsgefahr!). Aufgrund dieser Rückfederung muss der Wickeldorndurchmesser D_{ii} kleiner als der Innendurchmesser der Feder D_i gewählt werden (Richtwerte siehe Tabelle 11.3).

d in [mm]	Wickeldorndurchmesser D_{ii} in [mm] für die Wickelverhältnisse w									
	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16
0,5	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	4,0	4,4	5,2	6,0
0,55	1,4	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,8	4,6	5,4	6,2
0,63	1,6	2,1	2,6	3,1	3,6	4,1	4,6	5,6	6,6	7,6
0,7	1,8	2,4	3,0	3,5	4,1	4,6	5,2	6,3	7,4	8,5
0,8	2,2	2,8	3,4	4,0	4,6	5,2	5,9	7,1	8,3	9,5
0,9	2,4	3,1	3,8	4,5	5,2	5,9	6,7	8,1	9,5	10,9
1,0	2,7	3,5	4,3	5,1	5,9	6,7	7,5	9,1	10,7	12,3
1,1	2,9	3,7	4,6	5,5	6,4	7,3	8,2	10,0	11,8	13,6
1,2	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	8,9	10,9	12,9	14,9
1,4	3,6	4,8	6,0	7,1	8,3	9,5	10,6	13,0	15,3	17,6
1,6	4,3	5,6	6,9	8,2	9,5	10,8	12,2	14,8	17,4	20,0
1,8	4,9	6,4	7,9	9,4	10,9	12,4	13,9	16,9	19,9	22,9
2,0	5,3	7,0	8,7	10,4	12,1	13,8	15,4	18,8	22,2	25,2
2,2	5,8	7,7	9,5	11,4	13,3	15,1	17,0	20,7	24,4	28,2
2,5	6,9	9,0	11,1	13,2	15,3	17,4	19,5	23,7	27,9	32,1
2,8	7,7	10,1	12,5	14,9	17,3	19,7	22,1	26,9	31,7	36,5

Tabelle 11.3

Richtwerte für die Wahl des Wickeldurchmessers D_{ii} für Schraubenfedern aus Federstahldraht SM nach

DIN EN 10270-1

$D_i = (w-1) \cdot d$

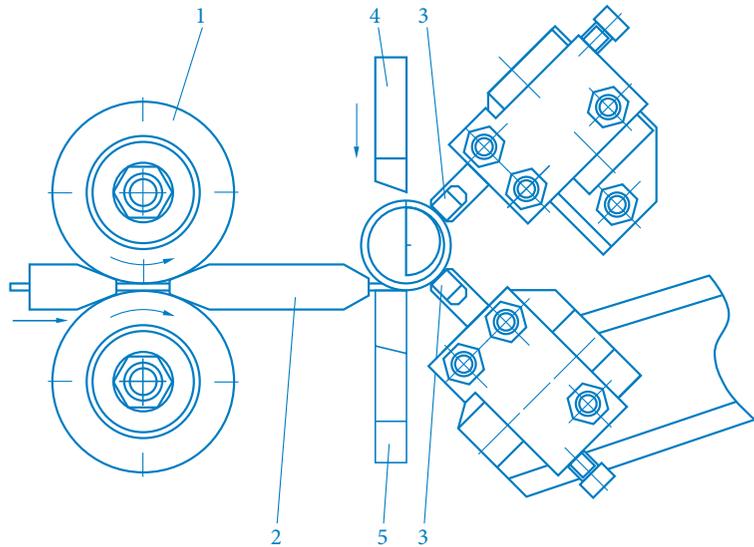
Beim Winden (siehe Bild 11.4) wird der Draht durch Einzugsrollenpaare (1) in die Maschine eingezogen und durch die Drahtführung (2) gegen die Windestifte (3) geschoben. Diese sind so angeordnet, dass bei weiterem Drahtvorschub eine oder mehrere Windungen entstehen. Nach Erreichen der gewünschten Windungszahl wird der Drahtvorschub ausgesetzt und ein Trennmesser (4) schneidet den Federkörper ab. Benötigt man einen Windungsabstand, kommt das Steigungswerk-

Winden

zeug (5) zur Anwendung. Die Einstellung des Federdurchmessers erfolgt durch die Position der Windestifte. Der Einfluss der Steigung auf den Federdurchmesser wird bei Federn mit Windungsabstand üblicherweise durch eine Veränderung der Position der Windestifte korrigiert. Während früher mechanisch gesteuerte Maschinen üblich waren, wurden diese seit Mitte der 80er Jahre des 20. Jahrhunderts immer mehr durch CNC-gesteuerte Automaten verdrängt.

Bild 11.4
Prinzip der Windeinrichtung für
einen Federwindeautomaten:

- 1 Einzugsrollen,
- 2 Drahtführung,
- 3 Windestifte,
- 4 Trennmesser,
- 5 Steigungswerkzeug



11.4 Anlassen (Spannungsarmglühen)

Abhängig von Federtyp und Federmaterial hat das Anlassen nach der Federformung zwei Zielsetzungen:

- den Abbau von unerwünschten Eigenspannungen (Entspannen)
- Gefüge- und Härteveränderungen

Wie in Tabelle 11.4 dargestellt, variieren hierbei die erforderlichen Temperaturen deutlich.

Werkstoff	Federart	Anlasstemperatur
Draht nach DIN EN 10270-1 (patentiert-gezogener Draht)	Druck-, Dreh- und Drahtformfedern	230 °C ... 250 °C
	Zugfedern mit hoher F_0	190 °C ... 220 °C
Draht nach DIN EN 10270-2 (ölschlussvergüteter Draht)	alle Drahtfedern	380 °C ... 400 °C
Band nach DIN EN 10132-4 (vergütetes Band)	Flachformfedern	230 °C ... 300 °C
1.4310 nach DIN EN 10270-3	alle Federarten	380 °C ... 400 °C
1.4568 nach DIN EN 10270-3		470 °C ... 490 °C ¹⁾
Cu-Zn-Legierungen nach DIN EN 12166		160 °C ... 190 °C
Cu-Sn-Legierungen nach DIN EN 12166		165 °C ... 190 °C
Cu-Be-Legierungen nach DIN EN 12166		310 °C ... 320 °C ¹⁾
Ni-Basis-Legierung 2.4632		600 °C ... 650 °C ¹⁾
Ni-Basis-Legierung 2.4669		650 °C ... 730 °C ¹⁾

Tabelle 11.4
Anlasstemperaturen

¹⁾ Bei diesen Werkstoffen findet zusätzlich eine Ausscheidungshärtung statt.

Durch das Wickeln oder Winden von Schraubenfedern entstehen auf der Windungsinnenseite Zugeigenspannungen, die die betriebliche Belastbarkeit der Teile vermindern. Bei Drehfedern und Stanzbiegeteilen sind die entsprechenden kritischen Bereiche die Innenseiten der Biegeradien oder Schenkel, bei Zugfedern sind die Öseninnenseiten und die Übergänge vom Federkörper zur Öse betroffen.

Entspannen

Das Entspannen bewirkt eine Reduzierung der schädlichen Zugeigenspannungen auf ein akzeptables Niveau. Ein kompletter Abbau ist in der Regel nicht möglich, weil dann ein Härteabbau nicht zu vermeiden ist. Es ist auch darauf zu achten, dass für die Funktion wichtige Eigenspannungen wie z. B. die innere Vorspannung bei Zugfedern nicht eliminiert werden. Ein weiterer, ebenso wichtiger Effekt des Entspannens ist die Stabilisierung der durch die Verformung des Materials zur Feder abgesunkenen Dehngrenze. Ohne diese Wärmebehandlung wären die elastischen Eigenschaften der Teile beeinträchtigt. Besonders positiv beeinflusst das Entspannen das Setzverhalten der Federn.

Von großer Bedeutung ist der Zeitraum zwischen der Federformung und der Anlassbehandlung. Rissempfindliche Werkstoffe wie zum Beispiel SiCr-legierte (Ventil-) Federdrähte oder bestimmte nicht-rostende Qualitäten müssen schnellstmöglich entspannt werden, weil es bei zu langer Liegezeit zur Bildung von Spannungsrissen quer zur

Umformrichtung kommt. Bei Schraubenfedern ist in der Regel die Windungsinenseite betroffen. Die Materialfestigkeit sowie das Wickelverhältnis spielen hierbei die Hauptrolle. Verkettete Öfen sind daher gegenüber Einzelanlagen zu bevorzugen.

Mit der Wärmebehandlung ist eine Veränderung der Federgeometrie verbunden. Das Vorzeichen dieser Veränderung ist materialabhängig und wird von den werkstoffkundlichen Vorgängen (z. B. Bildung von Martensit mit Volumenzunahme bei nichtrostenden Drähten) bestimmt.

Nach dem Anlassen liegt die Feder in einem sehr günstigen Spannungszustand vor. Da die Restzugeigenspannungen in der Regel gering sind, können nachfolgende Arbeitsschritte wie z. B. das Kugelstrahlen und das (Warm-)Vorsetzen weitgehend wirksam werden. Die Dauerhaltbarkeit und die Relaxation werden beträchtlich verbessert.

Gefüge- und Härteänderungen

Bei manchen Werkstoffen werden die geforderten Härtewerte erst durch eine Wärmebehandlung erreicht.

Bei hochlegierten Werkstoffen, wie z. B. nichtrostenden Federstählen, laufen martensitische Umwandlungen bzw. Ausscheidungshärtungen ab, die mit beträchtlichen Festigkeitsgewinnen (bis zu ca. 350 MPa) verbunden sein können.

Bei gehärteten Teilen aus unlegierten und niedriglegierten Werkstoffen dagegen nehmen die Zugfestigkeit und die Dehngrenze ab etwa 200 °C kontinuierlich ab. Es werden einerseits Versetzungen im Kristallgitter abgebaut und andererseits kann sich der in Zwangslösung befindliche Kohlenstoff aus dem Kristallgitter ausscheiden.

Beide Effekte (Härtezunahme oder Härteabnahme) müssen bei der Federauslegung berücksichtigt werden. Bewährt hat sich hierfür die Aufnahme von „Anlasskurven“.

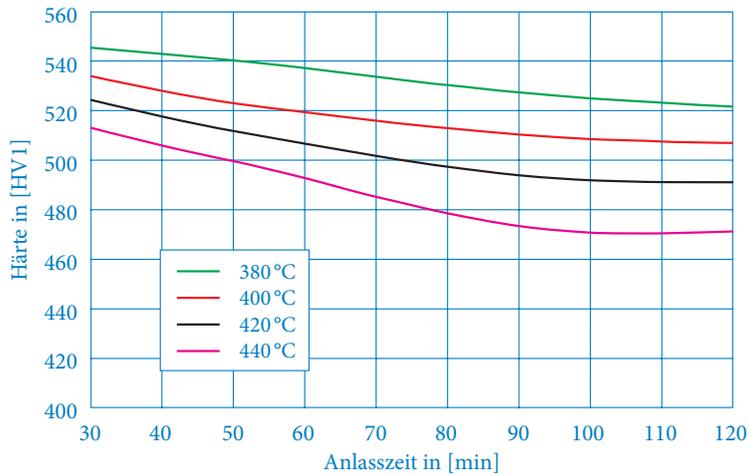


Bild 11.5

Anlassschaubild für Werkstoff 1.8159

Für die Wärmebehandlung kommen kontinuierliche und diskontinuierliche Öfen zur Anwendung. Abhängig vom Fertigungsablauf haben beide Methoden ihre Berechtigung.

Anlassöfen

Bei den kontinuierlichen Öfen kann das Wärmegut als Schüttgut oder vereinzelt durchgefahren werden. Der beste Wärmeübergang, d. h. die größte Effektivität des Prozesses, und die höchste Gleichmäßigkeit wird bei vereinzelt Durchlauf erzielt.

Die diskontinuierlichen Öfen (Chargenöfen) sind für kleine Losgrößen geeignet. Eine homogene Temperaturverteilung ist allerdings in diesen Öfen nur bei starker Konvektion erreichbar. Bei ungleichmäßiger Temperaturverteilung bzw. ungenügender Durchwärmung kann es zu Fertigungsstreuungen kommen.

Die Haltezeiten bei einer gegebenen Anlasstemperatur werden durch die Zielsetzung der Wärmebehandlung bestimmt. Geht es lediglich um den Eigenspannungsabbau oder die Stabilisierung der Dehngrenze, so reichen normalerweise wenige Minuten auf der Solltemperatur aus, wobei natürlich die Durchwärmung der Querschnitte gewährleistet sein muss. Diffusionskontrollierte Vorgänge wie z. B. Ausscheidungshärtungen erfordern in der Regel Haltezeiten von Stunden.

Der Zusammenhang zwischen Anlasstemperatur und -zeit wird im Rahmen gewisser Grenzen durch den „Hollomon-Parameter“ beschrieben:

$$P = (C + \lg t_h) \cdot T \cdot 10^{-3} \quad (11.1)$$

mit $C = 17,3$ (für FDSiCr und VDSiCr)
 t_h in [h] und T in [K]

Bei der Ermittlung von P muss berücksichtigt werden, dass sich die Anlassdauer aus der Aufheizzeit und der Haltezeit zusammensetzt. Die Aufheizzeit kann nur anteilig eingehen. Um sie zu messen, sind Versuche mit Datenregistriergeräten, Schleppthermoelementen o. ä. notwendig.

11.5 Schleifen und Entgraten

Schleifen

Zur Anbindung an das benachbarte Bauteil ist es oft notwendig, die Federenden von Druckfedern durch Schleifen zu bearbeiten. Hierbei handelt es sich um eine spanende Bearbeitung, bei der der Abstand der Schleifscheiben und die Drehzahl des Ladetellers so aufeinander abgestimmt sein müssen, dass die geforderten Werte für Blocklänge, Endenstärke und Schliffwinkel eingehalten werden.

Der Schleifabtrag muss so gewählt werden, dass auf der Schlifffläche keine Neuhärtezonen entstehen, da diese die Dauerhaltbarkeit der Federn entscheidend verringern würden. Weiterhin muss die Temperatur der Federenden unterhalb der Anlasstemperatur bleiben. Der Wärmeeintrag kann entweder wie beschrieben über die Schleifdauer oder über geeignete Kühlmaßnahmen an der Schleifmaschine reduziert werden.

Die Rechtwinkligkeit und die Parallelität werden entscheidend durch die Geometrie der Schleifbüchsen beeinflusst. Hier ist darauf zu achten, dass die Führung der Feder während des gesamten Schleifvorgangs optimal ist.

Für kleinere und mittlere Drahtstärken wird üblicherweise das Durchlaufschleifverfahren eingesetzt. Dabei wird die Feder während einer Umdrehung des Schleiftellers zugeführt, zwischen ein bis zwei Schleifscheibenpaaren auf Abmessung geschliffen und anschließend aus dem Teller entfernt. Dieses Verfahren kann relativ einfach automatisiert werden und hat kurze Durchlaufzeiten. Wegen des relativ hohen Wärmeeintrags ist es allerdings nur bis zu Drahtabmessungen von

etwa 4,5 mm üblich.

Für größere Drahtstärken setzt man das Zustellschleifen ein. Bei diesem Verfahren werden die Federn mehrfach zwischen den Schleifscheiben hindurchgeführt, wobei man den Abstand der Scheiben solange verringert, bis die geforderten Parameter an der geschliffenen Endwindung erreicht sind. Bei diesem Prozess kann man teilweise geringere Toleranzen für Schiefstand, Parallelität und Endenstärke zulassen. Es muss aber auch darauf hingewiesen werden, dass es sich beim Zustellschleifen um ein aufwendigeres und somit auch kostspieligeres Verfahren handelt.

Bei jeder Druckfeder ist zu prüfen, ob eine weitere Endenbearbeitung notwendig und sinnvoll ist. Zur sinnvollen Durchführung der Schleifoperation ist z. B. ein Mindestanpressdruck der Feder zwischen den Schleifscheiben notwendig. Dieser Mindestanpressdruck wird oft bei kleinen Drahtstärken und großen Wickelverhältnissen nicht mehr erreicht, was lange Schleifzeiten und damit hohe Kosten zur Folge hat.

Bei Federn mit einem Drahtdurchmesser unter 0,5 mm sollte man auf das Schleifen der Endwindungen, wenn möglich, verzichten. Bei dünnen Drähten bzw. großen Wickelverhältnissen ist nach DIN EN 15800 ein Schleifen durchführbar, wenn das Verhältnis $R / D \geq 0,03$ MPa beträgt. Wo die Grenzen genau liegen, lässt sich nicht allgemein festlegen. Nutzen Sie hierzu auch die Erfahrung von unserem Berechnungsservice.

Druckfedern werden in Ausnahmefällen auch mit offenen Endwindungen eingesetzt. Bei derartigen Bauformen ist eine zusätzliche Bearbeitung der Endwindungen nur mit erheblichem Aufwand möglich und sollte im Einzelfall mit unserem Berechnungsservice besprochen werden.

Beim Schleifprozess entstehen sowohl an der Federinnen- wie auch an der Federaußenseite sogenannte Schleifgrate. Diese Schleifgrate können je nach Anwendung störend oder zugelassen sein. Eine Entfernung dieser Schleifgrate kann mechanisch oder durch Kugelstrahlen erfolgen. Die mechanische Entfernung nennt man Fasen.

Beim Fasen wird mittels eines geeigneten Schleifsteines eine Innen- bzw. Außenfase angebracht. Auch bei diesem Arbeitsgang muss man wieder sehr genau prüfen, ob das Anbringen einer Fase sinnvoll bzw. notwendig ist.

Entgraten (Fasen)

Ein Kriterium ist z. B. die Tragbreite der geschliffenen Endwindung nach dem Fasen. Wenn diese Kontaktfläche zu klein wird, kann unter Umständen die zulässige Flächenpressung der Endwindung auf der Auflagefläche überschritten werden, was zu einem unzulässigen Verschleiß führen kann. Ein weiteres Kriterium ist die Geometrie der Feder und hier speziell der Innendurchmesser. Der Schleifkörper muss einerseits ohne die aktiven Windungen zu verletzen in das Federinnere eintauchen können und andererseits aber auch einen entsprechenden Gegendruck vom Federende erfahren, um einen Schleifabtrag zu erzielen. Da dieser Prozess auch zusätzliche Kosten verursacht, ist ein Kontakt mit unserem Berechnungsservice unbedingt zu empfehlen.

Beim Anfasen von geschliffenen Federenden ist geometriebedingt keine konstante Fasenbreite einhaltbar. Deshalb wird üblicherweise der Messpunkt an der Feder mit dem Kunden festgelegt.

Die Innenfase wird z. B. bei dynamisch beanspruchten Federn wie Ventildfedern oder Stoßfedern angebracht, um eine möglichst toleranzarme Führung durch den Federteller zu erzielen. Durch ein zu großes Spiel zwischen Feder und Federteller könnten bei derartigen Anwendungen unerwünschte Querkräfte auftreten.

11.6 Kugelstrahlen

Geschichte

Die zunehmende Beanspruchung der Ventildfedern in schnellläufigen Verbrennungsmotoren führte zu immer zahlreicheren Brüchen dieser wichtigen Teile. Oft entstanden bei solchen Brüchen schwere Folgeschäden am Motor. Bruchuntersuchungen zeigten, dass sich viele dieser Brüche von Materialfehlern (Einschlüssen) oder Oberflächenfehlern ausbreiteten.

Während man die Fehler im Material durch Verwendung ausgesuchter Chargen von Rohstahl weitestgehend ausschalten konnte, blieb das Auftreten von Oberflächenfehlern ein kaum zu beherrschendes Problem. Der Draht wurde geschliffen, um die damals schwer vermeidbare Randentkohlung zu eliminieren. Man beizte die fertigen Federn und führte bei 8- bis 10-facher Vergrößerung eine Oberflächenkontrolle durch. Beim Beizen wurden aber die Federn infolge der Wasserstoffversprödung des Stahls mehr geschädigt als durch Auffinden der Oberflächenschäden gut gemacht wurde.

In Amerika beobachtete man bei einem Federverbraucher an gleichen Federn, die aus verschiedenen Werkstätten stammten, dass Federn, die des Aussehens wegen vorher mit Stahlsand abgestrahlt worden waren,

eine viel geringere Bruchhäufigkeit aufwiesen als die gleichen ungestrahlten Federn.

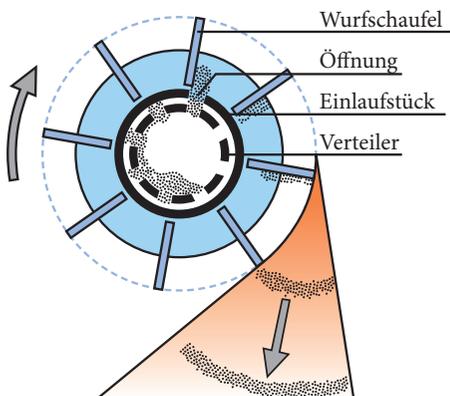
Lange zuvor hatte in Deutschland Prof. O. Föppl in verschiedenen Arbeiten auf die Möglichkeiten zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit hingewiesen, ohne dass aus diesen wertvollen Erkenntnissen für die Federfertigung ein brauchbares Behandlungsverfahren entwickelt wurde.

Die Amerikaner führten auf Grund ihrer Beobachtungen ausgedehnte Versuche durch und ließen sich ein Verfahren (shot peening) zur Steigerung der Dauerhaltbarkeit durch Patente schützen. Der Kampf gegen die Bruchhäufigkeit der Ventildfedern war in ein Erfolgsstadium eingetreten.

Die Fa. SCHERDEL hat bereits im Jahre 1934, als eine der ersten Federfabriken in Deutschland, das Kugelstrahlverfahren eingeführt. Auch die langjährige Erfahrung auf diesem Gebiet gewährleistet eine sachgemäße und vorteilhafte Durchführung des Verfahrens.

Unter Kugelstrahlen versteht man ein Fertigungsverfahren, bei dem Strahlmittel in Anlagen unterschiedlicher Art beschleunigt und zum Aufprall auf die Oberfläche der zu bearbeitenden Werkstücke (Strahlgut) gebracht wird. Das Strahlmittel besteht aus runden oder gerundeten Körnern (im Gegensatz z. B. zum Wasserstrahlen). Ziel der Behandlung ist der Aufbau von Druckeigenspannungen durch Umformung (Verfestigung der Oberfläche) und damit eine Verbesserung der Dauerhaltbarkeit der Werkstücke. Neben der Oberflächenveredlung werden die Teile gereinigt.

Begriff des Kugelstrahlens



v. l. n. r.

Bild 11.6

Schematische Darstellung einer Schleuderrad-Strahlanlage

Bild 11.7

Schleuderrad einer Kugelstrahlanlage

Strahlanlagen

Auswahlkriterien für die Strahlanlagen sind z. B.:

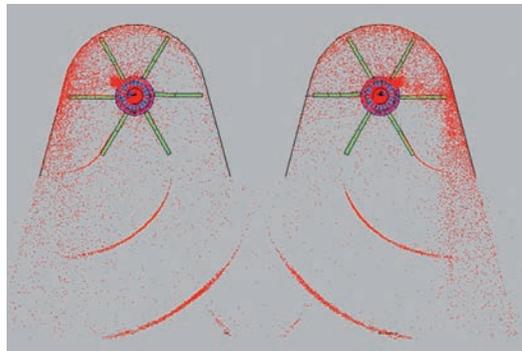
- die Art und Größe der zu behandelnden Bauteile,
- die kontinuierliche oder diskontinuierliche Arbeitsweise,
- das Vorliegen von Schüttgut oder Einzelteilen,
- die Notwendigkeit von Aufnahmevorrichtungen.

Schleuderrad-Strahlanlagen beschleunigen das Strahlmittel durch Zentrifugalkraft auf die gewünschte Abwurfgeschwindigkeit. Das Strahlbild ist elliptisch. Der Vorteil dieser Anlagen liegt in dem hohen Strahlmitteldurchsatz, dem relativ geringen erforderlichen Energieaufwand und der leichten Einstellung der Strahlgeschwindigkeit durch Drehzahlregelung des Schleuderrades.

Dagegen arbeiten Druckluftstrahlanlagen pneumatisch nach dem Injektor- oder dem Gravitationsprinzip bzw. mit direkter Strahlmittelbeschickung durch Druckluft. Ihr Vorteil liegt in der Eignung für Kleinserien, für den Werkstattbetrieb und für komplizierte Strahlgutformen. Nachteile sind, dass die Druckluft öl- und wasserfrei sein muss, sowie deren hohe Bereitstellungskosten.

Als Hilfsanlagen werden beispielsweise Einrichtungen zum Zuführen, Dosieren, (Vor-) Beschleunigen und Rückführen des Strahlmittels benötigt. Weiterhin sind Windsichter zum Ausscheiden von zerbrochenen oder zu kleinen Körnern sowie Staub- und Schmutzteilchen notwendig. Verbrauchsabhängig muss neues Strahlmittel eingespeist werden. Außerdem sind Vorrichtungen zur Aufnahme oder gesteuerten Bewegung der Strahlgutteile erforderlich (Trommeln, Muldenbänder, Strahlwalzen).

Bild 11.8
Simulation einer Schleuderrad-
Kugelstrahlanlage

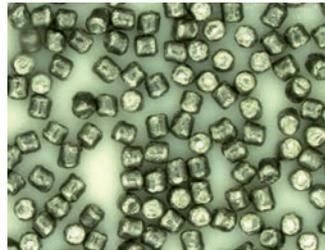


Bei Federn kommt meist arrondiertes Stahldrahtkorn nach VDFI 8001 zur Anwendung. Aber auch Gusskorn, Glasperlen oder Keramik werden gelegentlich verwendet. Von besonderer Bedeutung für die Strahlintensität ist die Korngröße sowie die Strahlmittelhärte in Relation zur Strahlguthärte. Das Korn soll einen möglichst gleichmäßigen Durchmesser, eine runde Form, eine geringe Härtestreuung sowie geringe Splitterneigung haben. Zur Prüfung der Kornqualität bieten sich Siebanalysen, mikroskopische Betrachtungen der Homogenität und des Arrondierungsgrades, Härtemessungen und Verschleißuntersuchungen mit dem Ervin-Tester an.

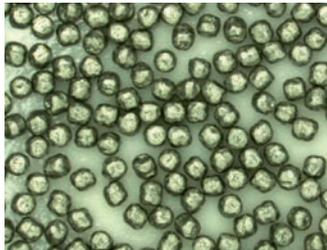
Strahlmittel



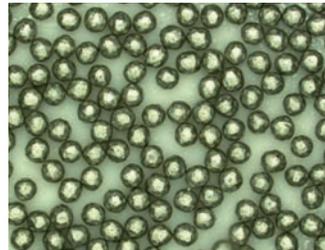
zylindrisch



G1 leicht gerundet



G2 doppelt gerundet



G3 kugelrund

Bild 11.9

Verschiedene Ausführungen von Stahldrahtkorn nach VDFI 8001

Der Strahlprozess, der grundsätzlich immer strahlgut- und strahlanlagenabhängig gesehen werden muss, wird charakterisiert durch:

- die Strahlmittelart
- die Strahlmittelform
- die Strahlmittelgröße
- die Strahlmittelhärte
- die Strahlmittelgeschwindigkeit
- den Strahlabstand
- den Auftreffwinkel
- den Strahlmitteldurchsatz
- die Strahldauer

Zielgröße ist einerseits die Strahlintensität, die bezogen auf die Strahlanlage durch Almenwerte und bezogen auf das Strahlgut durch den Eigenspannungsaufbau beschrieben werden kann, andererseits der

Kenngrößen des Kugelstrahlprozesses

Überdeckungsgrad, der visuell an den Bauteilen beurteilt wird.

Trägt man den Almenwert, der sich aus der Krümmung genormter Teststreifen aufgrund einseitiger Bestrahlung ergibt, über der Strahldauer auf, so erkennt man, dass die Kurve nach anfänglichem steilem Anstieg in eine Sättigung übergeht. Der Beginn der Sättigung ist der Bereich, in dem die Überdeckung vollständig wird. Aus diesem Sachverhalt kann die optimale Strahlzeit abgeleitet werden.

Beim Strahlprozess von Federn sind zusätzlich einige Besonderheiten zu beachten. Zu bevorzugen sind stets kontinuierliche (Durchlauf-) Anlagen, in denen alle Teile gleich behandelt werden. In diesem Fall sind die Streuungen der Federeigenschaften gering und es kommt nicht zu einem Verhaken.

Da die Federinnenseite, die bei Druckfedern im Betrieb besonders hoch beansprucht ist, vom Strahlkorn schwer erreicht wird, muss besonders bei geringen Windungsabständen oder sehr kleinen Wickelverhältnissen auf eine ausreichende Strahldauer geachtet werden. Um Deformationen zu vermeiden, strahlt man Federn mit geringer Formstabilität nur mit kleinem Korn und niedriger Abwurfgeschwindigkeit. Unter angelegten Endwindungen eingeklemmte Strahlkörner müssen entfernt werden, da es sonst zu Federbrüchen oder Funktionsstörungen im Betrieb kommen kann.

Zugfedern sind nur im gestreckten Zustand gut strahlbar. Allerdings kommt es bei ihnen meist nur auf den Übergangsbereich vom Federkörper zur Öse an. Weiterhin ist zu bedenken, dass die Oberfläche kugelgestrahlter Federn sehr reaktiv ist und durch geeignete Konservierungsmittel vor Korrosion geschützt werden muss.

Um besonders gute Strahleffekte zu erzielen, kann man bei Federn das Spannungsstrahlen anwenden. Wird das Strahlgut unter statischer (Zug- bzw. Druck-) Vorspannung behandelt, so liegen danach in den oberflächennahen Bereichen betragsmäßig günstigere Druckeigenstressungen vor.

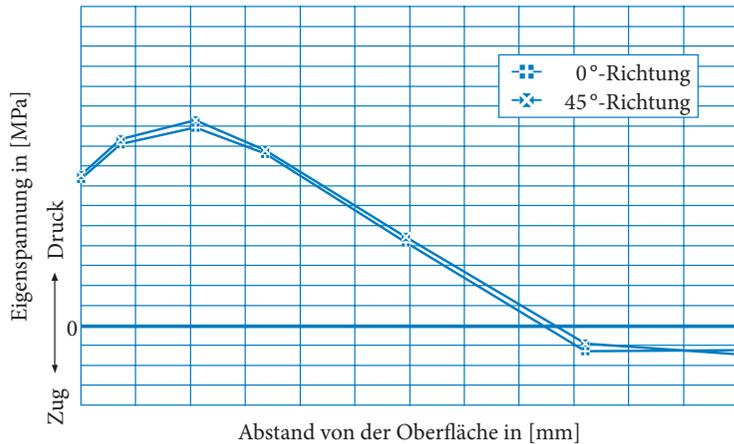
Unter dem Spannungsinnenstrahlen versteht man ein Spannungsstrahlen speziell der Windungsinnenseiten von Druckfedern. Bei diesem Verfahren kann den betrieblichen Lastspannungen durch möglichst große Druckeigenstressungen entgegen gewirkt werden. Problematisch ist das komplizierte Handling sowie das gezielte Einbringen des Strahlmittels in das Federinnere bei gleichzeitig möglichst wenig behinderter Abfuhr des Kornes nach außen.

Durch das Kugelstrahlen kommt es zu folgenden Veränderungen im Randbereich der gestrahlten Teile:

Auswirkung des Kugelstrahlens in der Randschicht des Strahlgutes

- **Oberflächentopographie:**
Bei hinreichend glatter Ausgangsoberfläche wird die Randschicht aufgeraut, wobei die Rauigkeit des Strahlgutes mit steigender Strahlkorngröße, Kornhärte und Auftreffgeschwindigkeit zunimmt. Auch die Härte des Strahlgutes ist von großer Bedeutung. Je größer seine Festigkeit, desto glatter die resultierende Oberfläche.
- **Abtrag von Werkstoffteilchen:**
Übermäßig spröde oder auch sehr weiche Randzonen werden abgestrahlt.
- **Härtesteigerung/Verfestigung:**
Aufgrund der beim Strahlen auftretenden hohen örtlichen Verformungen wird die Werkstofffließgrenze überschritten. Es kommt zur Verfestigung, d. h. zu einer Erhöhung der Fließgrenze und der Zugfestigkeit durch die plastische Deformation der Kristallite. Diese ist bei weichen Werkstoffen besonders ausgeprägt, bei harten Werkstoffen dagegen kaum nachweisbar.
- **Aufbau von Druckeigenstressungen:**
Druckeigenstressungen entstehen durch die Behinderung der Deformation eines vom Strahlkorn getroffenen Werkstoffelementes durch die benachbarten Bereiche (inhomogene Verformungsvorgänge). Man erhält rotationssymmetrische Druckeigenstressungszustände in der Randzone, die mit (niedrigen) Zugeigenstressungen im Kern im Gleichgewicht stehen. Der Betrag der Druckeigenstressungen in Oberflächennähe ist in erster Linie abhängig von der Strahlhärte und der Energie des Strahlmittels. Unter der Oberfläche wird ein Maximum durchlaufen, das höchstens die Größenordnung der Fließgrenze des Materials erreichen kann. Die Eindringtiefe der Druckeigenstressungen steigt mit der Strahlintensität und mit dem Überdeckungsgrad.

Bild 11.10
Eigenspannungstiefenprofil
einer Druckfeder



Veränderungen der Bauteileigenschaften durch das Kugelstrahlen

Bei Federn ist der wichtigste Effekt, der durch Kugelstrahlen erzielt wird, die Verbesserung der Schwingfestigkeit. Der Betrag, um den die Lastspannung bei gleicher Lastspielzahl erhöht werden kann, ohne dass es zu Ausfällen kommt, ist von zahlreichen Faktoren wie z. B. der Bauteilgeometrie, den Werkstoffeigenschaften und den Prozessparametern abhängig. Als Anhaltswert kann eine Steigerung der korrigierten Hubspannung von Ventildfedern aus VDSiCr bei 10 Mio. Lastwechseln von etwa 250 – 300 MPa gelten.

Weiterhin ist zu beachten, dass jede Eigenspannungsänderung in einem Bauteil eine Formänderung nach sich zieht. Die Größe der Formänderung ist vor allem abhängig von der Materialdicke des Bauteils.

Nachbehandlung

Eine wichtige Frage ist die Wärmebehandlung nach dem Kugelstrahlen. Es darf als sicher gelten, dass durch eine nachfolgende Wärmebehandlung ein Teil der Wirkung des Kugelstrahlens wieder zunichte gemacht wird. Trotzdem ist eine Wärmebehandlung von Federn nach dem Strahlen empfehlenswert, da dieses Anlassen eine ausgleichende Wirkung auf die nie ganz gleichmäßig gestrahlten Federn hat und damit Spannungsspitzen eliminiert werden. Die Höhe der Anlasstemperatur ist von Fall zu Fall zu ermitteln. Erwähnt sei nur, dass ab 250 °C ein beschleunigter Abbau der Kugelstrahlwirkungen erfolgt und dass darauf unbedingt Rücksicht genommen werden muss.

11.7 Vorsetzen

Unter dem „Vorsetzen“ von Federn versteht man einen Fertigungsprozess, bei dem durch eine Vorbelastung über den elastischen Bereich des Werkstoffes hinaus eine günstige Eigenspannungsverteilung in der Feder erreicht werden soll. Dadurch ist es gegenüber nicht vorgesetzten Federn möglich, die Werkstoffausnutzung, die in der Fachliteratur häufig durch das Verhältnis τ / R_m charakterisiert wird, erheblich zu erhöhen. Dies gilt einerseits für die Dauerhaltbarkeit, andererseits für den betrieblichen Kraftverlust bzw. die Relaxation.

Der Erfolg des Setzprozesses wird anhand von Relaxationsversuchen überprüft. Hierbei werden Federn auf eine bestimmte Länge eingespannt und bei der Prüftemperatur über eine definierte Zeit gehalten. Die prozentualen Kraftverluste dürfen danach geforderte Werte nicht überschreiten.

Auch bei ungesetzten Federn kann der Warmsetztest zur Überprüfung des Relaxationsverhaltens bei Arbeitstemperatur durchgeführt werden.

Beim Kaltvorsetzen werden die Federn bei Raumtemperatur entweder mit einer bestimmten Kraft (Setzkraft) oder auf eine bestimmte Länge (Setzmaß) ein- oder mehrmals kurzzeitig oder auch länger andauernd (z. B. 24, 48 oder 96 Stunden) vorbelastet. Die dadurch auftretende Längen- oder Kraftänderung wird als Setzbetrag bezeichnet. Der Setzbetrag kann aus der „bleibenden Schiebung“ γ_{bl} , die aus Schubspannungs-Schiebungs-Schaubildern entnommen wird, vorausberechnet werden. Die nachstehende Tabelle 11.5 zeigt die Abhängigkeit der bleibenden Schiebung vom τ / R_m - Verhältnis für patentiertgezogene Federstahldrähte.

Der Vorsetzprozess

$$S_{\text{setz}} = \frac{\pi \cdot n \cdot D^2 \cdot \gamma_{bl}}{d} \quad (11.2)$$

Verhältnis τ / R_m	Bleibende Schiebung $\gamma_{bl} \cdot 10^{-5}$
0,30	28
0,35	29
0,40	32
0,45	38
0,50	52
0,55	70

Tabelle 11.5
Bleibende Schiebung als Funktion
von τ / R_m

Warmsetzen

Bekanntermaßen nehmen das Kriechen (zeitliche Verformungsänderung bei Einwirkung einer konstanten Spannung) und die Relaxation (zeitlicher Spannungsverlust bei Einwirkung einer konstanten Verformung) von Federn mit steigender Arbeitstemperatur beträchtlich zu. Die Ursache hierfür ist die Temperaturabhängigkeit der Werkstoffeigenschaften Elastizitäts- und Streckgrenze sowie des Elastizitäts- und Gleitmodul. Deren Werte sinken bei den meisten Federwerkstoffen mit steigender Temperatur. Um den Eigenschaftsveränderungen im Betrieb vorzubeugen und teure, thermisch hoch belastbare Werkstoffe wie z. B. 2.4669 einzusparen, werden viele Federn bei erhöhten Temperaturen warmgesetzt. Das Warmsetzen erhöht weiterhin aufgrund des günstigen Eigenspannungsaufbaus (Druckeigenspannungen in Lastrichtung) die Dauerschwingfestigkeit. Das Verfahren wird auch dort durchgeführt, wo durch Kaltsetzen keine großen Effekte zu erzielen sind, weil der Werkstoff zu niedrig beansprucht wird.

Für den Erfolg des Warmsetzens sind die im Bauteil vorhandene Werkstoffbeanspruchung (Setzspannung), die Warmsetztemperatur und die Dauer der Belastung entscheidend. Keinesfalls darf die Temperatur, um hohe Setzspannungen und hieraus resultierende Deformationen zu vermeiden, über bestimmte Grenzwerte hinaus gesteigert werden. Dies ist mit einem beträchtlichen, normalerweise inakzeptablen Abbau der beim Kugelstrahlen eingebrachten Druckeigenspannungen verbunden.

Setzverfahren

Ein herkömmliches Setzverfahren ist das sogenannte Warmspannen. Dabei wird die Feder auf eine bestimmte Länge gedrückt, im gespannten Zustand erwärmt und über eine ausreichende Zeit, meist zwei bis acht Stunden, gehalten. Während dieser Zeit kann der wesentliche Teil der Relaxation stattfinden. Im Anschluss daran erfolgt ein schnelles Abkühlen. Dieser Prozess ist aber insgesamt langwierig und schlecht automatisierbar.

Bei SCHERDEL wurde in den fünfziger Jahren des 20. Jahrhunderts das sogenannte Ultra-Verfahren entwickelt und durch umfangreiche Versuchsserien untermauert:

- Erwärmung der Federn auf die Warmsetztemperatur im Durchlaufofen
- kurzzeitiges Zusammendrücken auf eine Länge, die der gewählten Setzspannung entspricht
- schnelles Abkühlen mit Wasser noch unter Belastung.

Diese Methode hat sich für die Massenfertigung (z. B. von Ventildfedern auf verketteten Bändern) bewährt. Vorteilhaft sind die geringen Relaxationswerte bei optimaler Ausnutzung des Kugelstrahleffektes.

Das Verfahren hat sich inzwischen weltweit durchgesetzt und ist überall anerkannt.

11.8 Oberflächenbehandlung

Dem Oberflächenschutz von Federn ist besondere Aufmerksamkeit zu schenken, da Federn besonders kerbempfindliche Bauteile sind und bereits kleinste Korrosionsnarben Brüche verursachen können.

Unter der Korrosion versteht man die Reaktion eines metallischen Werkstoffes mit seiner Umgebung, die eine messbare Veränderung des Werkstoffes bewirkt und zu einer Beeinträchtigung der Funktion des Bauteiles oder eines ganzen Systems führen kann. In den meisten Fällen ist diese Reaktion elektrochemischer Natur, d. h. es handelt sich um eine Metallauflösung (Oxidation) bei Einwirkung eines flüssigen Mediums mit elektrolytischer Leitfähigkeit und Reduktion eines Oxidationsmittels unter Ausbildung eines Stromkreises. Die Korrosionsgeschwindigkeit ist potentialabhängig.

Neben der elektrochemischen Korrosion kommen bei Federn auch physikalische Korrosionsvorgänge vor. Hierzu zählen Diffusionsvorgänge in Korngrenzen bei Einwirkung von Flüssigmetallen, die zur interkristallinen Schädigung führen. Auch die Versprödung durch Wasserstoff und die wasserstoffinduzierte Rissbildung gehören in diese Kategorie.

Bei bestimmten Legierungen ist es je nach Umgebungsbedingungen möglich, dass sich auf der Oberfläche eine schützende Deckschicht ausbildet, die Reaktionen mit der Umgebung mehr oder minder stark unterbindet. Diese Deckschichten sind meist Metalloxidschichten, die als Passivschichten bezeichnet werden. Grundsätzlich wird der passive Zustand angestrebt. Er birgt jedoch die Gefahr der örtlichen Korrosion in sich, wenn die Schutzschicht in kleinen begrenzten Bereichen verletzt wird. Hierdurch kommt es zur Bildung von Lokalelementen mit einem raschen Materialabtrag an der aktiven Stelle (Lochfraß, Spaltkorrosion, transkristalline und interkristalline Korrosion).

Grundsätzlich müssen Korrosionsarten mit und ohne mechanische Beanspruchung der Bauteile unterschieden werden. Für Federn sind in der Regel erstere relevant. Dabei handelt es sich um die Spannungsrisskorrosion und um die Schwingungsrisskorrosion.

Korrosionsvorgänge

Korrosionsschutzschichten

Den zweckmäßigsten Korrosionsschutz erzielt man bei Federn durch den Einsatz von korrosionsbeständigen Werkstoffen wie z. B. nicht-rostenden Stählen, Kupfer- oder Nickellegierungen. Stehen dem jedoch technische oder ökonomische Gründe entgegen und sind auch oberflächenbehandelte Ausgangsmaterialien wie z. B. verzinkt gezogene Federstahldrähte nicht anwendbar, so müssen Oberflächenbehandlungen zur Anwendung kommen, die:

- den Federwerkstoff nicht angreifen,
- gut haftende und dichte Überzüge ergeben,
- leicht durchführbar und preisgünstig sind.

Neben dem Korrosionsschutz werden durch spezielle Überzüge Farbgebungen sowie Veränderungen der Gleiteigenschaften und eine Verbesserung der Lebensdauer erzielt.

Ein temporärer Korrosionsschutz für Transport und Lagerung der Teile wird durch eine Konservierung mit Wachsen oder Ölen erreicht. Für aggressive Medien im Betrieb sind diese Mittel naturgemäß nicht geeignet.

Beim Phosphatieren werden auf chemischem Wege metallphosphathaltige Schutzschichten im Dickenbereich $< 10 \mu\text{m}$ erzeugt. Die Schichten haften fest auf dem Grundwerkstoff, sind nicht abriebfest und besitzen Rauigkeiten und Poren, die durch ein Nachverdichten mittels Tauchen in heißes Öl geschlossen werden müssen. Sie stellen einen guten Haftgrund für nachfolgende Beschichtungsvorgänge dar.

Viele der heute noch mit Metallüberzügen (wie z. B. Zink oder Nickel) versehenen Federn werden galvanisch behandelt. Geeignete Elektrolyte ermöglichen eine hohe Stromausbeute, führen nicht zu Zugspannungen in der Randschicht und ergeben keine spröden Schutzschichten (wie z. B. Hartchromüberzüge). Sowohl bei den Vorbehandlungen (kathodisches Entfetten, Beizen) als auch bei der galvanischen Behandlung selbst diffundiert Wasserstoff in den Federstahl und ruft eine wasserstoffinduzierte, verzögerte Rissbildung hervor, die die Federeigenschaften erheblich beeinträchtigt. Die Rissgefahr nimmt mit steigender Zugfestigkeit, dem Vorhandensein von Eigenspannungen, Kerben und Oberflächenfehlern zu. Durch ein sofortiges Tempern der Federn nach der galvanischen Behandlung im Temperaturbereich von $200 - 250 \text{ }^\circ\text{C}$ kann der Wasserstoff wieder ausgetrieben werden. Der Erfolg des Temperns kann durch den Spanntest (z. B. 96-stündige Dauerbelastung bei maximaler Betriebsbeanspruchung) nachgewiesen werden.

Besonders bewährt haben sich anorganisch/organische Beschichtungssysteme. So ist z. B. Delta[®]-Tone* eine mikroschichtbildende anorganische Grundbeschichtung, die Zink- und Aluminium-Lamellen enthält. Beim thermisch-chemischen Umwandlungsprozess (Einbrennen im Temperaturbereich von ca. 200 °C) entsteht am Bauteil ein silbermetallisch glänzender Überzug mit sehr hoher Korrosionsschutzwirkung. Es wird eine kathodische Schutzwirkung, ein Barriereeffekt durch die plättchenförmig angeordneten Lamellen und eine Reaktion des Bindersystems mit dem Untergrund erzielt. Das „Topcoat“ Delta[®]-Seal* verbessert die Beschichtungsqualität weiter und dient zur farblichen Gestaltung. Delta[®]-Seal* wirkt isolierend und schützt vor Kontaktkorrosion. Die Beschichtung ist säuren- und laugenbeständig. Durch Gleitzusatz besteht die Möglichkeit, den Reibungswiderstand der Bauteile deutlich herabzusetzen.

*Delta[®]-Tone 9000 und Delta[®]-Seal sind
Markenzeichen der Fa. Dörken.

Sollen die Teileoberflächen besonders widerstandsfähig sein, kommt die Pulverlackierung zum Einsatz. Nach der Vorbehandlung durch Waschen, Phosphatieren und Zwischentrocknen erfolgt das elektrostatische Auftragen des Pulverlacks. Dieser besteht aus einem Gemisch aus Epoxid- und Polyesterharzen. Anschließend erfolgt die thermische Verfestigung. Bei der kathodischen Tauchlack (KTL) -Beschichtung werden wassergelöste Epoxidharze durch Anlegen einer Gleichspannung auf den zu lackierenden Werkstücken abgeschieden und schließlich im Trockner eingebrannt. Die Beschichtung führt zu einem gleichmäßigen Farbauftrag besonders an Ecken, Kanten und schwer zugänglichen Stellen.

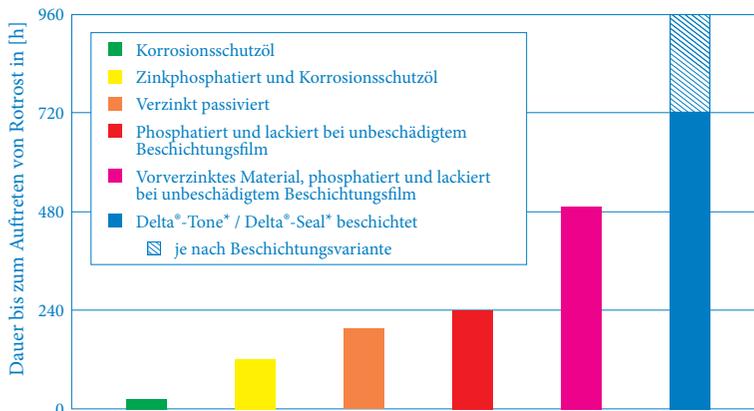


Bild 11.11
Korrosionsschutz im Vergleich

Die mit verschiedenen Korrosionsschutzschichten erreichbare Standzeit im Salzsprühtest ist aus Bild 11.11 ersichtlich.

Oberflächenbehandlungsanlagen

Bei modernen Einrichtungen zur Oberflächenbehandlung steht der Gedanke des Umweltschutzes im Vordergrund. Leistungsfähige Phosphatieranlagen sind computergesteuert und mit einer Aktivierung ausgestattet, sodass Schichtstärke und -feinheit gezielt variiert werden können. Vor der Phosphatierung werden die Werkstücke heißentfettet oder mit Ultraschall gereinigt. Es sind aus Gründen des Umweltschutzes mehrstufige Kaskadenspülungen mit Spülwasserrückführung zu den Aktivbädern vorhanden. Weiterhin werden Oberflächenabflutungen mit kontinuierlicher Bypass-Filtration genutzt. Das Abwasser wird vollautomatisch neutralisiert, abgefiltert und mit Kationenaustauschern nachbehandelt.

**Delta®-Tone 9000 und Delta®-Seal sind
Markenzeichen der Fa. Dörken.*

Das Delta®-Tone* / Delta®-Seal*-Beschichten komplexer Teile ist aufwendige Maßarbeit. Besonders schwierig zu behandeln sind Stanz- und Biegeteile, die zum „Schöpfen“ neigen, Teile mit Sacklöchern oder Schrauben mit Innenangriffsflächen. Für diese Teile kommt ein Verfahren mit den Behandlungsschritten

- Tauchen
- Umwälzen
- Lackieren
- Zentrifugieren

zum Einsatz. Für jedes Teil wird das optimale Computerprogramm für den Verfahrensablauf zusammengestellt. Die spezielle Ablaufsteuerung berücksichtigt Parameter wie Schwenkwinkel, Drehrichtung, Schleuderdrehzahl oder Schleuderzeit. Unmittelbar über den Tauchbehältern können die Beschichtungskörbe abgeschleudert werden. Mehrere Behandlungszyklen sind in unterschiedlichen Programmschritten miteinander kombinierbar.

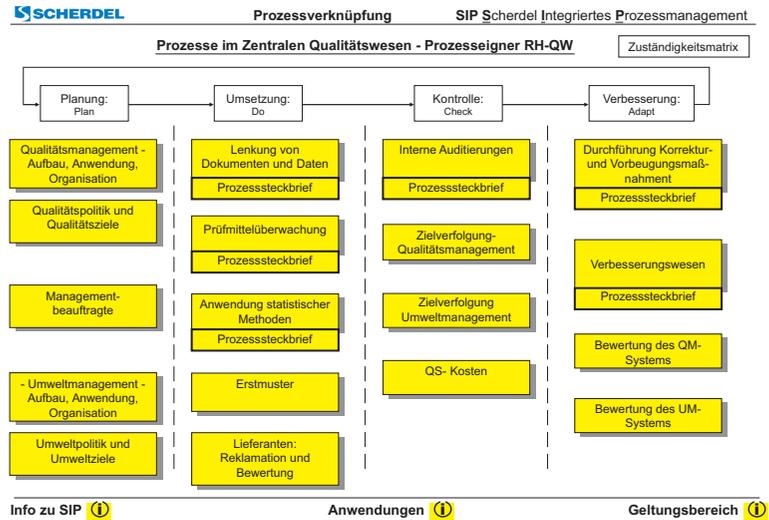
Teile, die eine hohe optische Qualität erfordern oder die sich wegen ihrer Abmessungen oder wegen ihres Gewichtes nicht für das Schleuderverfahren eignen, durchlaufen flexible Spritzanlagen, in denen auch Kleinst- und Musterserien kostengünstig beschichtet werden.

KTL-Anlagen arbeiten meist schon mit wasserlöslichen Lacksystemen. Weiterhin wird die beim Einbrennen entstehende Abluft in einer thermischen Nachverbrennungsanlage behandelt.

Kapitel 12 **Qualitäts- und Umweltmanagement**

Qualitäts- und Umweltmanagement ist bei SCHERDEL Bestandteil des integrierten Managementsystems.

Bild 12.1
SCHERDEL Integriertes Prozessmanagement (SIP)



Qualität beginnt bei uns mit der Entwicklung, die im engen Kontakt mit unseren Kunden durchgeführt wird, der Auswahl der Lieferanten, der eingesetzten Werkstoffe, einer tiefgehenden Qualitätsvorausplanung, sorgfältiger Prozessführung mit integrierten Prüfungen und einem feinmaschigen Netz zur Rückverfolgbarkeit der Produkte. Sie endet aber nicht schon nach der Auslieferung der Teile, sondern setzt sich durch die Beobachtung unserer Produkte, die in Zusammenarbeit mit unseren Kunden erfolgt, fort.

Natürlich weisen wir unsere Qualitätsfähigkeit branchenüblich durch Zertifizierungen nach. Neben der Umweltnorm DIN EN ISO 14001 sind unsere Zentrale und die Betriebsstätten nach ISO/TS 16949 und DIN EN ISO 9001 zertifiziert. Den genauen Stand unserer Zertifikate finden Sie jeweils aktuell auf unserer Internetseite.

Wichtiger ist uns aber, entsprechend unserem ersten Unternehmensziel, die Kundenzufriedenheit. Wir messen sie durch unsere Balanced Scorecard Qualität und auch durch direkte Kundenbefragungen. Daraus leiten wir Ideen und Initiativen zur weiteren Verbesserung unserer Geschäftsprozesse und unserer Organisation ab.

Ein weiterer wichtiger Aspekt zur Erfüllung der Kundenwünsche im Hinblick auf Qualität sind natürlich die Motivation, Kreativität und Ausbildung unserer Mitarbeiter. Neben dem Schulungssystem setzen wir hierzu – bis zur Werkerebene – die Zielorientierte Führung als Führungsinstrument ein. Wir nennen dieses System ZOF – als Zeichen für dessen Lebendigkeit. In einem geregelten Kreislauf werden dabei Ziele zwischen Vorgesetztem und Mitarbeiter bzw. Mitarbeitergruppen gemeinsam erarbeitet, vereinbart und verfolgt. So ist sichergestellt, dass die persönlichen Ziele der Mitarbeiter die Unternehmensziele unterstützen und bei Abweichungen rechtzeitig reagiert werden kann.

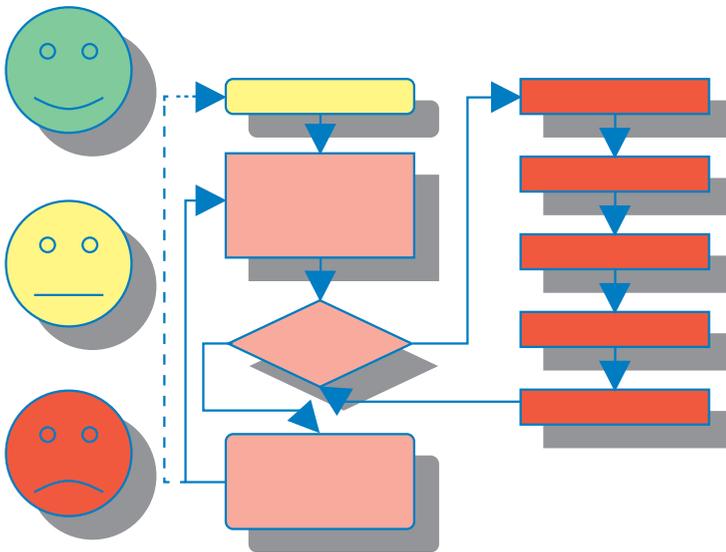


Bild 12.2
Zielorientierte Führung (ZOF)

Im technischen Bereich der Qualitätssicherung greifen wir auf Werkzeuge zurück, die den Anforderungen der Umformtechnik, insbesondere bei fertigungsbegleitenden Prüfungen (SPC), in ihrem statistischen Modell speziell angepasst sind und natürlich auf der Grundlage moderner QM-Erkenntnisse beruhen.

Die Qualitätsvorausplanung wird im Zusammenspiel aller Abteilungen auf Basis der Kundenwünsche und der Anforderungen an das Bauteil erarbeitet. Aus Produktionsablaufplan, FMEA und der Erfahrung unserer Spezialisten wird dabei der Produktionslenkungsplan erstellt, der alle wichtigen Informationen zusammenfasst.

Durch unseren eigenen Anlagenbau wird die Wirtschaftlichkeit, auch bei erforderlichen 100 %-Prüfungen, die in den normalen Fertigungsablauf integriert werden, gewährleistet. Das Thema „Prüfungen“ ist bei Umformteilen wie Federn teile- und anwendungsbezogen zu sehen. Es ist hierbei erforderlich, eine genaue Abstimmung der Prüfmethoden und Messmittel vorzunehmen. Themen wie:

- Schwingfestigkeit
- Wärmebeständigkeit
- be- und entlastende Prüfung
- Querkräfte
- Knickverhalten
- Präzisionsprüfungen von Federwegen im μm -Bereich

stellen hohe Anforderungen an die eingesetzten Messverfahren und Messsysteme. Einige Hinweise hierzu finden Sie in den Informationen zu den einzelnen Federarten. In jedem Fall stehen Ihnen zu diesen Themen aber unsere Spezialisten aus Entwicklung und Qualitätsmanagement beratend nicht nur während der Entwicklungsphase zur Verfügung.

Wir sehen also Qualität als Passion und Verpflichtung gegenüber dem Kunden sowie als Verwirklichung der Unternehmensvision.

Qualitätsmanagement dient dabei nicht allein dem Produkt, sondern auch der Optimierung aller Abläufe und Prozesse im Unternehmen.

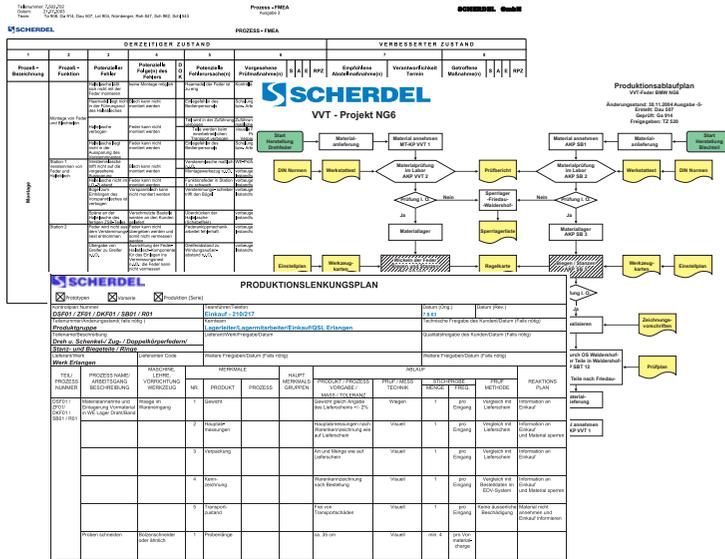


Bild 12.3
Prozess-FMEA, Produktionsablaufplan,
Produktionslenkungsplan

SCHERDEL hat in seinen Unternehmenszielen und dem Unternehmensleitbild das Verhalten gegenüber der Umwelt, insbesondere die Schonung der Umwelt verankert. Ziel ist es, unsere Produkte und Fertigungsabläufe nicht nur den wirtschaftlichen, sondern auch den Umweltaforderungen ständig anzupassen. Wir leisten damit einen Beitrag zum Erhalt unserer gemeinsamen Umwelt für unsere Kunden, unsere Gesellschaft, aber auch für uns selbst als Unternehmen wie als Mensch. Durch die mengenmäßige Überwachung von kritischen Stoffen und Emissionen werden ökologische Verbesserungspotentiale erkennbar. Durch die Erfassung unseres gesamten Inputs (z. B. Strom, Wasser) und Outputs (z. B. Abwasser, Abfall) können wir überflüssigen Verbrauch und Einsparpotentiale entdecken.

Umweltmanagement



Außerdem hilft uns die Systematik des Umweltmanagements, die inzwischen zahlreichen Umweltgesetze zu erfassen und abzudecken. Damit bieten wir unseren Kunden ökologisch optimierte Produkte und erhöhte Rechtssicherheit.

Im Rahmen des gesamten Managementsystems des Unternehmens entwickeln wir auch unser Umweltmanagement dabei ständig weiter.

Fortschritt aus Tradition ist eine unserer Unternehmensvisionen. Wir wollen auch unseren Kindern diesen Weg offen halten.

Zertifizierungen und Auszeichnungen

Zertifizierungen und Qualitätsauszeichnungen der SCHERDEL Gruppe sind auf www.scherdel.de zu finden.

Kapitel 13 **Fachbegriffe**

A	
Abgraten	Beseitigen von störenden, scharfen Kanten z. B. durch Schleifen, Nassgleitschleifen oder Kugelstrahlen
Abkohlung	Siehe Entkohlung
Abmessung	Angabe einer Maßzahl in einer Zeichnung oder Bestellung zur Festlegung der Größe
Abscheren	Trennen durch Schubbeanspruchung
Abschrecken	Rasches Abkühlen eines Werkstückes
Abschreckhärten	Siehe Härten
Almentest	Prüfverfahren zur Ermittlung der Strahlintensität beim Kugelstrahlen nach Almen und Laszlo
Alterung (DIN EN 10052)	Änderung der Eigenschaften eines Werkstoffes bei oder in der Nähe der Raumtemperatur durch Wandern interstitiell gelöster Elemente
Anlassen (DIN EN 10052)	Ein- oder mehrmaliges Erwärmen eines gehärteten Werkstückes auf eine vorgegebene Temperatur, Halten auf dieser Temperatur und zweckentsprechendes Abkühlen
Anlassen von kaltgeformten Federn aus federharten Werkstoffen	Erwärmen auf niedrige Temperaturen (in der Regel im Bereich zwischen 200 °C und 500 °C) zum Eigenspannungsabbau, zur künstlichen Alterung bzw. zum Auslagern (Ausscheidungshärtung)
Arbeitsvermögen	Speicherbare Arbeit in Federn
Aushärten (DIN EN 10052)	Behandlung bestehend aus Lösungsbehandeln und Auslagern (Warmauslagern)
Auslagern (DIN EN 10052)	Ein- oder mehrmaliges Erwärmen eines lösungsbehandelten Werkstückes auf vorgegebene Temperaturen, Halten auf diesen und anschließendes zweckentsprechendes Abkühlen
Austenitisieren	Behandlung, in deren Verlauf die Feder auf eine Temperatur gebracht wird, bei der das Gefüge austenitisch wird (siehe auch Härten)
B	
Beanspruchung	Maß der Spannungen, die in einem Werkstoff bei Belastung entstehen
Biegefeder	Auf Biegung beanspruchte Feder. Siehe auch Drehfeder, Spiralfeder, Draht- oder Flachformfeder

Bläuen (für das Anlassen von Federn üblicher Begriff)	Siehe Anlassen
Blattfeder	In der Regel ebene Biegefeder aus Federbändern, die einzeln, aber auch geschichtet, verwendet werden. Siehe auch Formfeder
Blocklänge (DIN EN 13906-1)	Kleinste mögliche Federlänge bei Druckfedern (alle Windungen liegen aneinander)
Blockmaß	Siehe Blocklänge. Wird sinngemäß auch bei Tellerfedern verwendet – d. h., die Feder ist bis zur Flachlage belastet
Brünieren (DIN EN 10052)	Thermochemisches Behandeln in einem oxidierenden Mittel, um auf einer metallischen Oberfläche eine dunkel erscheinende Oxidschicht zu erzeugen. Das Verfahren ist umweltschädigend und wird deshalb von SCHERDEL nicht mehr durchgeführt.
C	
C_{mk}	Maschinenfähigkeitsindex; ein Maß für die Streuung einer Maschine im Verhältnis zur Spezifikation
C_{pk}	Prozessfähigkeitsindex; ein Maß sowohl für die Streuung als auch für die Lage eines Prozesses im Verhältnis zur Spezifikation
D	
Dauerschwingfestigkeit (DIN 50100)	(kurz Dauerfestigkeit): Ist der um eine gegebene Mittelspannung schwingende größte Spannungsausschlag, den eine Probe „unendlich oft“ ohne Bruch und ohne unzulässige Verformung aushält. Siehe auch Schwellfestigkeit
Dehngrenze (DIN EN 10002-1)	Spannungen bei einer bestimmten nicht-proportionalen bzw. bleibenden Dehnung, z. B. 0,01 %-Dehngrenze (technische Elastizitätsgrenze $R_{p0,01}$) oder 0,2 %-Dehngrenze (technische Streckgrenze $R_{p0,2}$)
Dehnung (DIN EN 10002-1)	Verlängerung ΔL einer Zugprobe, bezogen auf die Anfangsmesslänge. Sie wird in % angegeben.
Dehydrierung (DIN EN 10052)	Wasserstoffentzug durch Glühen, siehe Wasserstoffaustreibung
Delta®-Seal-Beschichtung	Spezielle Oberflächenbehandlung (Delta®-Tone 9000 und Delta®-Seal sind Markenzeichen der Fa. Dörken.)

Delta®-Tone- Beschichtung	Spezielle Oberflächenbehandlung (Delta®-Tone 9000 und Delta®-Seal sind Markenzeichen der Fa. Dörken.)
Doppelkörperdrehfeder (auch Doppelschenkelfeder oder Haarnadelfeder genannt)	Drehfeder mit zwei Windungsteilen, die miteinander durch einen Steg (oft haarnadelförmig ausgebildet) verbunden sind
Drahtformfeder	Siehe Formfeder
Drehfeder (auch Schenkelfeder oder gewundene Biegefeder genannt)	Schraubenfeder mit oder ohne Windungsabstand, die ein Drehmoment aufnehmen kann. Der Werkstoff der Feder wird dabei auf Biegung beansprucht.
Drehstabfeder	Auf Torsion beanspruchte Stäbe und Drähte
Druckfeder	Schraubenfedern mit konstantem oder veränderlichem Windungsabstand, die in Achsrichtung eine Druckbelastung aufnehmen können. Der Werkstoff der Feder wird dabei auf Verdrehung (Schub) beansprucht.
E	
e_1 (DIN EN 15800)	Abweichung der Mantellinie einer Druckfeder von der Senkrechten
e_2 (DIN EN 15800)	Abweichung von der Parallelität bei Druckfederenden
Eigenspannung	Eigenspannung nennt man in einem Werkstoff oder Werkstück ohne das Einwirken äußerer Kräfte bzw. Momente vorliegende Spannungen zur Erhaltung des Gleichgewichtszustandes. Sie sind die Folge von inhomogener Beanspruchung des Werkstoffes während der Herstellung, Wärmebehandlung, Oberflächenbehandlung usw.
Eingriffsgrenze	Die bei der statistischen Prozesskontrolle ermittelten oberen und unteren Grenzen, in denen die Istwerte der gemessenen Teile liegen müssen. Bei der Überschreitung dieser Grenzen sind Fertigungskorrekturen vorzunehmen.
Elastizitätsgrenze (DIN EN 10002-1)	= 0,01 %-Dehngrenze; siehe auch Dehngrenze
Elastizitätsmodul (statisches Elastizitätsmodul) (DIN EN 10002-1)	Quotient aus der auf den Anfangsquerschnitt bezogenen, durch eine Zugkraft erzeugten Spannung und der auf die Messlänge bezogenen Verlängerung (= Dehnung) der Probe

Entgraten	Siehe Abgraten
Entkohlung (DIN EN10052)	Verringerung des Kohlenstoffgehaltes in der Randschicht eines Werkstückes. Dies kann ein teilweiser (Abkohlung) oder ein vollständiger Entzug des Kohlenstoffs (Auskohlung) sein.
Entspannen (Wärmebehandlung)	Erwärmung zum Abbau von Eigenspannungen, die durch Kaltumformung und dergleichen entstanden sind; siehe auch Anlassen
Erstmuster	Vorstellung einer bestimmten Anzahl von Teilen (meist zwischen 50 und 500 Stück), die unter Serienbedingungen hergestellt wurden. Die Erstmuster werden von SCHERDEL den Kunden zur Erstmusterprüfung zur Verfügung gestellt. Nach der Freigabe erfolgt die Serienfertigung.
F	
Federkennlinie	Graphische Darstellung des Verhältnisses von Federkraft und Federweg bzw. Federmoment und Drehwinkel
Federkraft	Gegenkraft einer Feder bei Formänderung
Federrate (DIN EN 13906-1 ... 3)	Quotient aus Federkraft und Federweg bzw. Verhältnis von Kraftänderung zu Wegänderung
Federweg	Maß der elastischen Verformung einer Feder entlang der Wirkungslinie der Kraft
Fertigungsausgleich	Baumaße einer Feder, die der Hersteller zur Einhaltung der Federeigenschaften ändern darf. Die Einbausituation darf hierbei nicht verändert werden bzw. der Einbauraum nicht überschritten werden.
Flachformfeder	Siehe Formfeder
Formfeder	Beliebig aus Draht oder Band geformte Feder
G	
Galvanisieren	Aufbringen einer Metallschicht als Korrosionsschutz mit Hilfe von Gleichstrom
Gleitmodul	Werkstoffkonstante (siehe Schubmodul)

Grenzspannung	Je nach Werkstoff und Beanspruchung maximal mögliche Spannung. Bei statischer Belastung in der Regel die Elastizitäts- oder Fließgrenze und bei schwingender Belastung meist die Dauerfestigkeit (siehe auch zulässige Spannung)
H	
Haarnadelfeder	Siehe Doppelkörperdrehfeder
Härten (DIN EN 10052)	Wärmebehandlung, bestehend aus Austenitisieren und Abkühlen unter solchen Bedingungen, dass eine Härtezunahme durch mehr oder weniger vollständige Umwandlung des Austenits in Martensit und gegebenenfalls in Bainit erfolgt.
Hakenöffnungsweite (DIN EN 13906-2)	Abstand des abgeschnittenen Ösenendes vom Federkörper einer Zugfeder
Histogramm	Darstellung der Verteilungskurve einer Stichprobe durch Einteilung der Stichprobengröße in bestimmte Klassen
Hub	Arbeitsweg einer Feder bzw. eines Maschinenteils
I	
Innere Vorspannkraft (DIN EN 13906-2)	Die zum Öffnen der anliegenden Windungen von Zugfedern erforderliche Federkraft
K	
Kaltformgebung	Spanlose Formung eines Werkstoffs ohne vorherige Erwärmung
Kennlinie	Siehe Federkennlinie
Knickung	Schraubendruckfedern können ausknicken. Das Knickverhalten wird von der Lagerungsart, dem Schlankheitsgrad (= Verhältnis von Federlänge zu Federdurchmesser) und vom Federweg beeinflusst.
Kriechen	Längenänderung einer Feder bei konstanter Belastung und Temperatur
Kugelstrahlen	Oberflächenverfestigung des Werkstoffs und Erzeugung von Eigenspannungen durch Strahlen mit gerundetem Drahtkorn oder Metallkugeln
Künstliche Alterung	Beschleunigung der Alterung durch Erwärmung

M	
Maschinenfähigkeit	Ermittlung der maximalen Genauigkeit, mit der die Maschine ein bestimmtes Merkmal eines Teils fertigen kann. Größe der Abweichung von Zeichnungsmaßen. Siehe auch c_{mk}
Maßabweichung	Man unterscheidet zulässige Abweichungen (festgelegt in Zeichnungen oder technischen Lieferbedingungen) und unzulässige Abweichungen.
O	
Ölschlussvergüten	Vergüten (Härten und Anlassen), bei dem zum Härten als Abschreckmittel Öl verwendet wird. Der mit diesem Verfahren hergestellte Federdraht wird als ölschlussvergüteter Draht bezeichnet. Die neue Bezeichnung nach DIN EN 10270-2 ist „vergüteter Draht“.
Öse	Ring- oder hakenförmige Abbiegung am Ende einer Zugfeder, einer Drehfeder oder eines Drehstabes zum Zwecke der Federbefestigung. Die Ösen werden bei Zugfedern auch gesondert gefertigt und durch Einrollen mit dem Federkörper verbunden.
P	
Patentieren (DIN EN 10052)	Wärmebehandlung von Draht oder Band, bestehend aus Austenitisieren und anschließendem geeignetem Abkühlen, um ein für das nachfolgende Ziehen oder Ziehwalzen günstiges Gefüge zu erhalten
Patentiert-gezogener Draht	Durch Patentieren und Kaltziehen hergestellter Federdraht; am weitesten verbreiteter Federwerkstoff (siehe auch DIN EN 10270-1)
Phosphatieren	Aufbringen einer Phosphatschicht
Plastifizieren	Siehe Vorsetzen
Poissonsche Zahl (Werkstoffkonstante)	Verhältnis zwischen Quer- und Längsdehnung beim Zugversuch; bei Metallen meist etwa 0,3
R	
Relaxation (DIN EN 13906-1)	Relaxation ist ein spannungs-, temperatur- und zeitabhängiger Kraftverlust bei konstanter Einbaulänge und wird in der Regel als prozentualer Verlust bezogen auf den Ausgangswert dargestellt.

Rollfeder	Spiralförmige Feder mit spezieller Kennlinie, die sowohl als Auszugsfeder (in Federantrieben) als auch für Zug- oder Druckbelastung eingesetzt werden kann
S	
SCHERDEL SOF-Verfahren	Spannungs-optimierte Fertigung
SCHERDEL Ultra-Verfahren	Spezielles Warmsetzverfahren
Schenkelfeder	Siehe Drehfeder
Schiebung	Beziehung zwischen dem Drehwinkel und der federnden Länge beim Verdrehen eines geraden Stabes
Schlauchfeder	Spezielle Schraubendruckfeder für hilfsgespannte Ölabbreife
Schraubenfeder	Feder, bei der die Windungen schraubenförmig angeordnet sind; Sammelbegriff für Zug-, Druck- und Drehfedern
Schubmodul	Werkstoffkonstante; Verhältnis von Schubspannung zu Schiebung
Schubspannung	Maß für die Werkstoffbeanspruchung von Zugfedern, Druckfedern und Drehstäben. Die Schubspannung ist abhängig von Federkraft und Federabmessungen.
Schwellfestigkeit (Sonderfall der Dauerfestigkeit) (DIN 50100)	Dauerfestigkeit für eine zwischen Null und einem Höchstwert ansteigende und abfallende Spannung. Die Unterspannung ist Null und die Schwellfestigkeit entspricht der Schwingbreite.
Setzbetrag	Größe der bleibenden Verformung beim Vorsetzen oder bei der Belastungsprüfung von Federn. Der Setzbetrag wird sowohl als Veränderung der ungespannten Länge in mm oder der ungespannten Stellung in Grad als auch in % (bezogen auf eine Federkraft oder ein Federmoment) angegeben.
Setzen	Siehe Vorsetzen
Setzmaß (auch Setzlänge)	Länge, auf die eine Druckfeder beim Vorsetzen zusammengedrückt bzw. eine Zugfeder beim Vorsetzen auseinander gezogen wird; gegebenenfalls bei Drehfedern, Spiralfedern und Drehstäben die Stellung in Grad
Setzspannung	Spannung, die beim Vorsetzen auftritt
Shotpeening	Kugelstrahlen (engl.)

Spannung	Spezifisches Maß der Belastung; Kraft pro Flächeneinheit
SPC (Statistical Process Control)	Verfahren zur Überwachung und Steuerung von Fertigungsabläufen mittels statistischer Methoden
Spiralfeder	Spiralförmig in einer Ebene gewickelte Bandfeder
Statistische Versuchsplanung	Statistische Versuchsplanung ist die Planung von Versuchen mit Hilfe statistischer Methoden, um die geplanten Versuchsergebnisse mit möglichst geringem Aufwand zu erzielen und dabei trotzdem den statistischen Nachweis des Erfolgs/Misserfolgs zu erbringen
Streckgrenze (DIN EN 10002-1)	Spannung, bis zu der ein Werkstoff ohne wesentliche bleibende Verformung belastet werden kann. Anstelle des Begriffes Streckgrenze wird die 0,2 %-Dehngrenze ($R_{p0,2}$) angewendet.
T	
Tellerfeder (DIN 2092)	Kegelförmig gestaltete Ringscheibe
Torsionsfeder	Siehe auch Drehstabfeder
V	
Ventilfeder	Feder zum Andrücken und Bewegen von Ventilen; bei Verbrennungsmotoren meist Schraubendruckfedern, bei anderen Anwendungen auch Tellerfedern, Wellfederscheiben usw.
Vergüten	Härten mit nachfolgendem Anlassen
Vorsetzen (auch als Plastifizierung bezeichnet)	Während der Herstellung oder Montage vorgenommene, über die Elastizitätsgrenze des Werkstoffs hinausgehende Belastung von Federn zur Erzielung eines günstigen Eigenspannungszustandes. Das Vorsetzen kann bei Raumtemperatur (Kaltsetzen) oder bei höheren Temperaturen (Warmsetzen) durchgeführt werden.
Vorspannung (innere)	Bei Zug- und Drehfedern im unbelasteten Zustand im Federkörper vorhandene Spannung. Siehe innere Vorspannkraft
W	
Wasserstoff-austreibung	Nach dem Beizen oder Galvanisieren durchzuführende Anlassbehandlung zum Austreiben des durch diese Behandlung aufgenommenen Wasserstoffs

Wickelverhältnis	Quotient aus mittlerem Federdurchmesser und Drahtdurchmesser $w = D / d$
Windung	Teilelement einer Schraubenfeder mit der gestreckten Länge $D \cdot \pi$
X	
x_{quer} -s-Regelkarte	Hilfsmittel zum Erkennen von Prozessänderungen auf der Basis des Mittelwertes x_{quer} und der Standardabweichung s
Z	
Zugfeder	Schraubenfeder mit anliegenden Windungen für Zugbelastung (in der Regel mit innerer Vorspannkraft). Der Werkstoff des Zugfederkörpers wird auf Torsion beansprucht.
Zugfestigkeit (DIN EN 10002-1)	Die im Zugversuch aus der maximal erreichten Zugkraft (bezogen auf den ursprünglichen Querschnitt der Probe) errechnete Spannung
Zulässige Beanspruchung	Siehe zulässige Spannung
Zulässige Spannung	Die einer Konstruktion oder Federberechnung zugrunde gelegte Spannung. Sie wird aus der Werkstofffestigkeit berechnet. Die einer Konstruktion oder Federberechnung zugrunde gelegte Auslegungsspannung muss unterhalb der zulässigen Spannung liegen. Das Verhältnis von zulässiger Spannung zu Auslegungsspannung wird als Sicherheitsgrad (oder Sicherheitsfaktor) bezeichnet.

Kapitel 14 **Literatur- und Normenverzeichnis**

14.1 ZITIERTE LITERATUR

- [4.1] Meissner M. ; Wanke K. ; Schorcht H.-J.: Handbuch Federn: Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau. 2. Auflage. Berlin München, Verlag Technik GmbH 1993, ISBN 3-341-01087-4
- [5.1] Meissner M. ; Wanke K. ; Schorcht H.-J.: Handbuch Federn: Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau. 2. Auflage. Berlin München, Verlag Technik GmbH 1993, ISBN 3-341-01087-4
- [6.1] Meissner M. ; Wanke K. ; Schorcht H.-J.: Handbuch Federn: Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau. 2. Auflage. Berlin München, Verlag Technik GmbH 1993, ISBN 3-341-01087-4
- [7.1] Paudert, H.: Federn aus Bandstahl. In: Draht 19 (1968) Nr. 4, S. 240 - 247
- [7.2] Keitel, H.: Die Rollfeder- ein federndes Maschinenelement mit horizontaler Kennlinie. In: Draht 15 (1964) 8, S. 534 - 538
- [7.3] Lehmann, W.: Ein Beitrag zur Optimierung von Spiralfedern mit Windungsabstand. Ilmenau, Technische Universität, Diss.1977
- [7.4] Foster, E. E.: Spring Counterbalance. US-Patent 2609 191 Sept. 2, 1952
- [7.5] Wanke, K., Kontsaludis, A.: Rollfedern, ihre Eigenschaften.
In: Metallverarbeitung 27 (1973) H.5, S. 135 - 137
- [7.6] Meissner M. ; Wanke K. ; Schorcht H.-J.: Handbuch Federn: Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau. 2. Auflage. Berlin München, Verlag Technik GmbH 1993, ISBN 3-341-01087-4
- [8.1] Hertzner, K. H.: Über die Dauerfestigkeit und das Setzen von Tellerfedern.
In: Konstruktion 14 (1962) 4, S. 147 - 153
- [8.2] Schremmer, G.: Über die dynamische Festigkeit von Tellerfedern.
Braunschweig, TH Braunschweig, Diss. 1965
- [8.3] Teller, C.: Untersuchungen zur Schwingfestigkeit von Tellerfedern.
Darmstadt, TU Darmstadt Diss. 2003
- [8.4] Meissner M. ; Wanke K. ; Schorcht H.-J.: Handbuch Federn: Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau. 2. Auflage. Berlin München, Verlag Technik GmbH 1993, ISBN 3-341-01087-4

- [9.1] Palm, J.: Formfedern in der Feinwerktechnik.
In Feinwerktechnik & Messtechnik 83 (1975) 3, S. 105 - 113
- [11.1] Taschenbuch für Federhersteller. Karl-Marx-Stadt (heute Chemnitz): VVB Wälzlager und Normteile 1967
- [11.2] Stahlbänder für Federn. Firmenkatalog der Firma Sandvik, Sandviken

14.2 WEITERFÜHRENDE LITERATUR

- Arnold, M. ; Roß, J. ; Speckens, F.-W.: Analyse und Optimierung von Ventil- und Steuertrieben in Verbrennungsmotoren. In: MTZ 54 (1993), Nr. 3, S. 142 - 148
- Barthold, G.: Einfluss der Gießverfahren auf den Reinheitsgrad des Walzdrahtes. In: ESF – Internationale Konferenz zum Thema Federtechnologie anlässlich der WIRE (Düsseldorf 1990)
- Barthold, G.: Primär, sekundär und tertiär – Gießverfahren und Metallurgie bestimmen die Reinheit beim Herstellen von Walzdraht. In: Maschinenmarkt 97 (1991) Nr. 10, S. 96 - 101
- Barthold, G.: Störstellen reduzieren – Optimierte Prozessführung bei der Stahlerzeugung verbessert den Reinheitsgrad. In: Maschinenmarkt 97 (1991) Nr. 14, S. 138 - 142
- Barthold, G.: Werkstofftechnische Entwicklungen bei Federstählen. In: Draht 46 (1995) Nr. 4, S. 191 - 197
- Barthold, G.: Recent developments in spring steel materials. In: Wire 45 (1995) Nr. 4, S. 223 - 228
- Barthold, G.: Recent developments in spring steel materials. In: Springs 35 (1996) Nr. 3, S. 64 - 76
- Barthold, G.: Spring Failures and Their Causes. In: Springs 37 (1998) Nr. 3, S. 21 - 37
- Barthold, G. : New Developments in Material in Valve Spring Steel. In: Euro Wire (1998) Nr. 3, S. E50–E51
- Barthold, G.: Federschäden - Ursachen und Maßnahmen zur Problemlösung. In: Festschrift zum Ehrenkolloquium anlässlich der Emeritierungen von Prof. Dr. Höhne/Prof. Dr. Schorcht; TU Ilmenau, Verlag ISLE (2005), S. 63 - 65
- Barthold, G: Schadensanalyse an Federn – ein Weg zur Optimierung hoch beanspruchter Bauteile. In: 33. VDI-Jahrestagung Schadensanalyse: Produktverbesserung durch Schadensanalyse; VDI-Berichte 1985, VDI-Verlag, Düsseldorf (2007), S. 83 - 94
- Barthold, G.: Die Schadensanalyse – Ein Schritt zum besseren Verständnis des Betriebsverhaltens von Federn. In: Werkstofftechnisches Kolloquium „Technische Federn“ (Darmstadt 2008)

- Barthold, G. ; Heinke, J.: Prüfung von Federstahldraht für dynamisch beanspruchte Federn.
In: Draht 44 (1993) Nr. 4, S. 219 - 223
- Barthold, G. ; Rakoski, F.: Neue werkstoffkundliche Entwicklungen beim Ventildfederdraht.
In: DVM-Tag Bauteil '94: Die Feder, (Berlin 1994), S. 133 - 144
- Barthold, G. ; Schörner, P.: Duplex-Beschichtungen für Federn. In: DVM-Tag 2002: Federn im Fahrzeugbau, (Berlin 2002), S. 187 - 200
- Barthold, G. ; Thureborn, D. ; Hallberg, M. ; Janßen, P.: European Supply Chain for Valve Springs.
In: Steel – Future for the Automotive Industry, International Conference on Steel in Cars and Trucks (Wiesbaden 2005), S. 349 - 356
- Bertrand, C. ; Molinero, J. ; Landa, S. ; Elvira, R. ; Wild, M. ; Barthold, G. ; Valentin, P. ; Schifferl, H. : Metallurgy of plastic inclusions to improve the fatigue life of engineering steels.
In: 6th Clean Steel Conference, (Balatonfüred/Ungarn 2002)
- Brödler, H. ; Stark, W. ; Hartmann, J. ; Hannig, G.: Anwendung dynamisch belasteter Federelemente im Ventiltrieb. In: VDI Berichte 1813 - Ventiltrieb und Zylinderkopf. (Fellbach 2004).
ISBN 3-18-091813-6
- Brödler, H. ; Hartmann, J. ; Barthold, G. ; Wanke, K.: Die Feder – Ein spannendes High-Tech-Bauteil.
In: MTZ 64 (2003) Nr. 7 - 8, S. 600 - 605
- Brödler, H. ; Stark, W. ; Hartmann, J.: Potenziale moderner Federmaterialien für dynamisch beanspruchte Federbauteile im Ventiltrieb. In: VDI Berichte 1934 - Ventiltrieb und Zylinderkopf (Leonberg 2006). ISBN 3-18-091934-5
- DIN-Taschenbuch 29: Federn 1 – Berechnungen, Maße, Qualitätsanforderungen, Darstellungen, Bestellangaben. 10. Auflage. Berlin/Köln: Beuth Verlag GmbH 2006, ISBN 3-410-16262-3
- DIN- Taschenbuch 349: Federn 2 – Werkstoffe, Halbzeuge. 2. Auflage. Berlin/Köln: Beuth Verlag GmbH 2005, ISBN 3-410-15959-2
- Dreyer, R. M.: Untersuchungen zur nichtlinearen Mechanik von Schraubendruckfedern. Osnabrück: Der andere Verlag 2004
- DVM – Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e. V. (Veranst.): DVM – Tag 1994 Bauteil 94, Die Feder. Stand der Technik und Neuentwicklungen. (Berlin 1994). Berlin: DVM Verlag 1994
- Erdmann, H.-D. ; Heiduk, T. ; Klumpp, P. et al.: Virtuelle Motordynamik und ihre Interaktion zu Festigkeit, Ladungswechsel und Akustik. In: 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (Aachen 2000), S. 305 - 320

Gevorgyan, G. ; Barthold, G.: Analyse der tribologischen Beanspruchungen von Schraubendruckfedern. 50. IWK, Ilmenau 2005

Gevorgyan, G. ; Barthold, G. ; Schorcht, H.-J. ; Meissner M.: Verschleißuntersuchungen an zylindrischen Schraubendruckfedern aus Dauerschwingversuchen. In: Federn – Unverzichtbare Bauteile der Technik, VDI-Berichte 1972, VDI-Verlag, Düsseldorf, (2006), S. 293 - 298

Gross, S.: Berechnung und Gestaltung von Metallfedern. 3. Auflage. Berlin Göttingen Heidelberg: Springer Verlag 1960

Häufler, K.: Untersuchung des Betriebsverhaltens von Ventildruckfedern mit Hilfe eines transienten FEM-Simulationsmodells für Ventilsteuerungen. Karlsruhe, TH Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Diss., 1994

Heinke, J. ; Barthold, G. ; Lehmann, G. ; Hoffmann, F.: Prozessoptimierung zur Herstellung hochfester Leichtbaufedern. In: 8. Sächsische Fachtagung Umformtechnik (Freiburg 2001), S. 191 - 211

Heinke, J. ; Kraß, M. ; Barthold, G.: Material Properties and Relaxation Behavior of Scherdel LP Hard-drawn Spring Steel Wire. In: SMI Close the Loop II (Chicago 2001), S. 5 - 18

Kaiser, B.: Einfluss des Kugelstrahlens auf die Schwingungsfestigkeit von Federelementen. In: Draht 38 (1987) Nr. 2, S. 116 - 120

Kaiser, B.: Untersuchungen an biegebeanspruchten Federn aus Federbandstahl. In: Draht 38 (1987) Nr. 4, S. 281 - 286 und Nr. 8 / 9, S. 675 - 680

Knoll, G. ; Brands, C. ; Schönen, R. et al.: Strukturdynamisch / elasto-hydrodynamische Kopplung von Nockenwelle und Lagerung unter Berücksichtigung der Ventiltriebsanregung. In: 10. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (Aachen 2001), S. 299 - 314

Lowack, H.: Qualitätsanforderungen an die Federindustrie. In: Draht 37 (1986) Nr. 3, S. 475 - 477

Marsella, M.: Gestaltnutzwert und Gewichtsnutzwert metallischer Federn. In: Draht 43 (1992) Nr. 3, S. 286 - 288

Meissner, M. ; Schorcht, H.-J.: Metallfedern, Grundlagen, Werkstoffe, Berechnung, Gestaltung und Rechnereinsatz. 2. erg. Auflage. Berlin Heidelberg New York, Springer Verlag 2007, ISBN 3-540-49868-0

Meissner M. ; Wanke K. ; Schorcht H.-J.: Handbuch Federn: Berechnung und Gestaltung im Maschinen- und Gerätebau. 1. Auflage. Berlin, VEB Verlag Technik 1988, ISBN 3-341-00457-2

Muhr, T.: Zur Konstruktion von Ventildedern in hochbeanspruchten Verbrennungsmotoren. München, TH Aachen Diss. 1992

Neuhaus, G.: Problemlösung für des Federendenschleifen. In: Draht 50 (1999), Nr. 1, S. 38 - 42

Niepage, P. ; Grindel, P.: Ventildedern mit Drahtquerschnitten, die von der Kreisform abweichen. In: Draht (1991), Nr. 7/8, Sonderdruck

Oppermann, G. ; Häntsch, H. ; Schubert, R.: Ventildederauslegung an schnellaufenden Verbrennungsmotoren. In: MTZ 53 (1992), Nr. 12, S. 599 - 607

Pischinger, S. ; Salber, W. ; Dilthey, J. et al.: Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit variabler Ventilsteuernng. In: MTZ 62 (2001), Nr. 11, S. 936 - 945

Sommer, J. P.: Ermittlung des Schwingungsverhaltens einer Ventildeder unter Einbeziehung von Reibung. Chemnitz : Chemnitzer Werkstoffmechanik GmbH, 1995

Speckens, F.-W.: Optimierungsstrategien für die Auslegung von Ventildedern in Tassenstößelventiltrieben. RWTH Aachen, Fakultät für Maschinenwesen, Diss. 1994

Stark, W. ; Regnet, T. ; Hartmann, J.: Trends in der Ventildederentwicklung. In: MTZ Konferenz: Motor – Ladungswechsel im Verbrennungsmotor (Stuttgart 2007)

VDI – Verein Deutscher Ingenieure (Veranst.): VDI-Tag 7. / 8. November 2006, Federn – Unverzichtbare Bauteile der Technik. VDI-Bericht Nr. 1972

Wahl, A.M.: Mechanische Federn. Düsseldorf: Michael Triltsch Verlag 1966

Wanke, K. ; Barthold, G.: The Importance of Springs and Spring Materials in Vehicle Performance. In: Springs 36 (1997) Nr. 2, S. 20 - 33

14.3 ZITIERTE NORMEN

ASTM A227 Norm ASTM A 227 / A 227M 2006. Standard Specification for Steel Wire, Cold Drawn for Mechanical Springs

ASTM A228 Norm ASTM A 228 / A 228M 2007. Standard Specification for Steel Wire, Music Spring Quality

DIN 2091 Norm DIN 2091 Juni 1981. Drehstabfedern mit rundem Querschnitt, Berechnung und Konstruktion

DIN 2092 Norm DIN 2092 Januar 1992. Tellerfedern, Berechnung

DIN 2093	Norm DIN 2093 Januar 1992. Tellerfedern, Maße, Qualitätsanforderungen
DIN 2097	Norm DIN 2097 Mai 1973. Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten, Gütevorschrift für kaltgeformte Zugfedern
DIN 2098 Blatt 1	Norm DIN 2098 Blatt 1 Oktober 1968. Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten, Baugrößen für kaltgeformte Druckfedern ab 0,5 mm Drahtdurchmesser
DIN 2098 Blatt 2	Norm DIN 2098 Blatt 2 August 1970. Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten, Baugrößen für kaltgeformte Druckfedern unter 0,5 mm Drahtdurchmesser
DIN 2192	Norm DIN 2192 August 2002. Flachformfedern Güteanforderungen
DIN 2194	Norm DIN 2194 August 2002. Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben, Kaltgeformte Drehfedern (Schenkelfedern), Gütenorm
DIN 50100	Norm DIN 50100 Februar 1978. Werkstoffprüfung, Dauerschwingversuch, Begriffe, Zeichen, Durchführung, Auswertung
DIN EN 1301-1	Norm DIN EN 1301-1 November 1997. Aluminium und Aluminiumlegierungen, Gezogene Drähte, Teil 1: Technische Lieferbedingungen
DIN EN 1301-2	Norm DIN EN 1301-2 November 1997. Aluminium und Aluminiumlegierungen, Gezogene Drähte, Teil 2: Mechanische Eigenschaften
DIN EN 1301-3	Norm DIN EN 1301-3 November 1997. Aluminium und Aluminiumlegierungen, Gezogene Drähte, Teil 3: Grenzabmaße
DIN EN 1652	Norm DIN EN 1652 März 1998. Kupfer und Kupferlegierungen, Drähte zur allgemeinen Verwendung
DIN EN 10002-1	Norm DIN EN 10002-1 Dezember 2001. Metallische Werkstoffe, Zugversuch, Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur
DIN EN 10052	Norm DIN EN 10052 Januar 1994. Begriffe der Wärmebehandlung von Eisenwerkstoffen

DIN EN 10132-4	Norm DIN EN 10132-4 Februar 2003. Kaltband aus Stahl für eine Wärmebehandlung, Technische Lieferbedingungen, Teil 4: Federstähle und andere Anwendungen
DIN EN 10151	Norm DIN EN 10151 Februar 2003. Federband aus nichtrostenden Stählen, Technische Lieferbedingungen
DIN EN 10270-1	Norm DIN EN 10270-1 Dezember 2001. Stahldraht für Federn, Teil 1: Patentiert-gezogener unlegierter Federstahldraht
DIN EN 10270-2	Norm DIN EN 10270-2 Dezember 2001. Stahldraht für Federn, Teil 2: Ölschlussvergüteter Federstahldraht
DIN EN 10270-3	Norm DIN EN 10270-3 August 2001. Stahldraht für Federn, Teil 3: Nichtrostender Federstahldraht
DIN EN 12166	Norm DIN EN 12166 April 1998. Kupfer und Kupferlegierungen, Drähte zur allgemeinen Verwendung
DIN EN 13906-1	Norm DIN EN 13906-1 April 2002. Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben, Berechnung und Konstruktion, Teil 1: Druckfedern
DIN EN 13906-2	Norm DIN EN 13906-2 Juli 2002. Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben, Berechnung und Konstruktion, Teil 2: Zugfedern
DIN EN 13906-3	Norm DIN EN 13906-3 Juli 2002. Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben, Berechnung und Konstruktion, Teil 3: Drehfedern
DIN EN 15800	Norm DIN EN 15800 März 2009. Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten – Gütevorschriften für kaltgeformte Druckfedern; Deutsche Fassung EN 15800
DIN EN ISO 9001	Norm DIN EN ISO 9001 Dezember 2008. Qualitätsmanagementsysteme, Anforderungen
DIN EN ISO 14001	Norm DIN EN ISO 14001 Juni 2005. Umweltmanagementsysteme, Anforderungen mit Anleitung zur Anwendung
DIN ISO 2768-1	Norm DIN ISO 2768-1 Juni 1991. Allgemeintoleranzen, Toleranzen für Längen- und Winkelmaße ohne einzelne Toleranzeintragung

- DIN ISO 2768-2 Norm DIN ISO 2768-2 April 1991. Allgemeintoleranzen, Toleranzen für Form und Lage ohne einzelne Toleranzeintragung
- ISO / TS 16949 Norm ISO / TS 16949 März 2002. Qualitätsmanagementsysteme, Besondere Anforderungen bei Anwendung von ISO 9001 für die Serien- und Ersatzteil-Produktion in der Automobilindustrie
- VDFI 8001 VDFI 8001 Mai 2009, Metallisches Strahlmittel, Gerundetes Stahldrahtkorn, Bezeichnungen, Güteanforderungen, Prüfungen

